

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

ТЕПЛО и МАССО ОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТЭС и АЭС

Допущено Министерством
высшего образования
Украины в качестве
учебного пособия
для студентов, вузов,
обучающихся
по специальностям
«Тепловые электрические
станции» и «Атомные
электрические станции»

ББК 31.36я73
И48
УДК 621.311.2(07)

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. *Н. И. Тимошенко*, канд. техн. наук, доц. *Е. В. Цанев* (Московский энергетический институт), д-р техн. наук, проф. *Р. Э. Аминов* (Саратовский политехнический институт)

Редакция литературы по информатике и автоматике
Редактор *Ж. Г. Давиденко*

Ильченко О. Т.

И48 Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС: Учеб. пособие.— К.: Вища шк., 1992.— 207 с.: ил.
ISBN 5-11-002556-8

Рассмотрены методы расчета теплообменных аппаратов различного назначения. Изложенные методики инженерных расчетов, алгоритмы и программы для ЭВМ иллюстрированы многочисленными примерами. Показаны особенности конструктивных решений аппаратов и их элементов, освещены вопросы эксплуатации аппаратов при различных режимах работы оборудования.

Для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Тепловые электрические станции» и «Атомные электрические станции»

И 2203020000—206
М211(04)—92 93—91

ББК 31.36я73

ISBN 5-11-002556-8

© О. Т. Ильченко, 1992

<i>Предисловие</i>	6
Раздел первый. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И УСТАНОВКИ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА	
Глава 1. Математические модели модуля рекуперативного теплообменного аппарата	8
1.1. Математическая модель нестационарного переноса тепла в модульном элементе теплообменного аппарата	9
1.2. Математическая модель стационарного переноса тепла в модульном элементе теплообменного аппарата	15
1.3. Математическая модель течения в теплообменном аппарате	23
<i>Контрольные вопросы</i>	24
Глава 2. Теплоотдача и гидравлические сопротивления в характерных каналах поверхностных теплообменных аппаратов	24
2.1. Теплопередача при течении в трубах	25
2.2. Теплоотдача при поперечном и продольном обтекании труб и трубных пучков	27
2.3. Теплоотдача при фазовых превращениях	28
2.4. Коэффициент сопротивления трению при течении в трубах и каналах	31
2.5. Коэффициенты местных сопротивлений	34
Глава 3. Поверхностные теплообменные аппараты системы регенеративного подогрева питательной воды	37
3.1. Особенности конструктивных решений ПВД и ПНД	38
3.2. К выбору схемы аппарата системы регенеративного подогрева	44
3.3. Методика теплового, конструктивного гидравлического расчета подогревателей	45
3.3.1. Выбор скорости теплоносителя в канале	45
3.3.2. Определение геометрических характеристик трубной доски ПНД	46
3.3.3. Тепловой расчет ПНД по зонам	48
3.3.4. Определение геометрических характеристик и конструкции трубной системы	51
3.3.5. Определение геометрических характеристик и конструкции корпуса и водяной камеры аппарата	53
3.3.6. Гидравлический расчет подогревателя	54
3.4. Определение геометрических размеров модули коллекторного подогревателя	56
3.5. О некоторых особенностях эксплуатации и надежности поверхностных подогревателей	58
<i>Контрольные вопросы</i>	62
Глава 4. Испарительные установки	63
4.1. Конструктивные решения испарителей	64
4.2. Тепловой расчет греющей секции испарителя	69
1*	3

4.3. Определение скорости циркуляции в испарителе	72
4.4. Условия нормальной эксплуатации испарительной установки	76
<i>Контрольные вопросы</i>	77
Глава 5. Конденсационные устройства турбоустановок	77
5.1. Конструктивные особенности конденсаторов	78
5.1.1. Конструкция трубной системы	81
5.1.2. Водные камеры конденсаторов	84
5.1.3. Конструкции корпуса конденсатора	85
5.1.4. Конденсатосборник	86
5.1.5. Опорные конструкции конденсаторов	87
5.2. Приемно-сбросные устройства конденсаторов	87
5.3. Воздухоотсасывающее устройство	88
5.4. Методика расчета конденсационного устройства	90
5.4.1. Метеорологические условия для теплового расчета конденсатора	90
5.4.2. Определение коэффициента теплопередачи трубного пучка конденсатора	90
5.4.3. Предварительный тепловой расчет конденсатора	92
5.4.4. Выбор скорости воды в трубах конденсатора	93
5.4.5. Техничко-экономическая оптимизация конденсатора	94
5.5. Выбор основных эжекторов	95
5.6. О некоторых особенностях работы конденсационных установок	96
<i>Контрольные вопросы</i>	99
Глава 6. Сепараторы-пароперегреватели	100
6.1. Требования к сепараторам-пароперегревателям	100
6.2. Схема включения потоков пара и воды	101
6.3. Классификации сепараторов-пароперегревателей	102
6.4. Конструктивные особенности СПП	104
6.4.1. Горизонтальные сепараторы-пароперегреватели	104
6.4.2. Вертикальные сепараторы-пароперегреватели	104
6.5. Гидравлический расчет сепарационного отсека	113
6.6. Тепловой расчет пароперегревательного отсека	116
6.7. Расчет безнапорного течения в дренажных линиях	117
6.8. Расчет уравнительных линий на стороне входных коллекторов греющего пара	119
6.9. Совершенствование конструктивных решений СПП	127
<i>Контрольные вопросы</i>	129
Раздел второй. ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И УСТАНОВКИ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА	
Глава 7. Деаэрационные установки термического деаэрирования	130
7.1. Основы процесса деаэрирования воды	131
7.2. Классификация и особенности работы термических деаэраторов	133
7.3. Конструктивные особенности термических деаэраторов	137
7.3.1. Деаэрационные колонки с неупорядоченной насадкой	137
7.3.2. Струйно-барботажные деаэрационные колонки повышенного давления	139
7.3.3. Конструктивные особенности барботажной ступени	142
7.3.4. Вакуумные струйно-барботажные деаэраторы	144
7.4. Методика расчета термического деаэратора	145
7.5. Схема включения потоков пара и воды	156
7.6. Особенности эксплуатации деаэраторов. Параллельная работа деаэраторов	157
7.7. Типичные неполадки в деаэрационных установках	158
<i>Контрольные вопросы</i>	162

Глава 8. Смешивающие теплообменные аппараты турбоустановок	163
8.1. Система регенеративного подогрева питательной воды со смешивающими подогревателями	164
8.2. Особенности конструктивных решений смешивающих подогревателей	167
8.3. Тепловой, гидравлический и десорбционный расчет смешивающего подогревателя	171
8.4. Эксплуатация смешивающих подогревателей	173
8.5. Устройство защиты и автоматики смешивающих подогревателей	174
<i>Контрольные вопросы</i>	174
Глава 9. Башенные градирни	174
9.1. Классификация градирен	175
9.2. Конструктивные особенности башенных градирен	176
9.3. Свойства влажного воздуха	183
9.4. Математическая модель испарительного охлаждения на пленочном оросителе	185
9.5. Методика расчета башенной градирни	191
9.5.1. Метеорологические условия для теплового расчета охладителя	196
9.5.2. Определение расхода воды на охлаждение пара в конденсационной установке турбины	196
9.5.3. Тепловой расчет оросителя	198
9.5.4. Определение высоты вытяжной башни	199
9.5.5. Расчет системы водораспределения	201
9.5.6. Потери воды в охладителях. Подпиточная система	201
9.5.7. Обработка воды оборотных систем водоснабжения	202
<i>Контрольные вопросы</i>	204
<i>Список рекомендуемой литературы</i>	206

Наращивание выработки тепловой и электрической энергии на ТЭС и АЭС осуществляется в настоящее время за счет применения блоков с возрастающей единичной мощностью. Поскольку КПД, достигнутый на основном оборудовании энергоблоков, близок к предельному, то повышение экономичности возможно прежде всего на пути совершенствования вспомогательного оборудования.

В то же время технологии производства электроэнергии таковы, что при увеличении объема производства недопустимо возрастают возмущения окружающей среды технологическими выбросами. В связи с этим разработка экологически чистых электростанций требует как применения новых технологий ведения процессов, так и использования дополнительно тепло- и массообменного оборудования для переработки технологических выбросов.

Поэтому изучение современных методов расчета, принципов проектирования и особенностей эксплуатации тепло- и массообменных аппаратов с целью повышения экономической эффективности и экологической чистоты ведения процессов на электростанциях весьма актуально для специалистов по проектированию и эксплуатации ТЭС и АЭС. Вот почему оборудование электростанций целесообразно подразделять на подгруппы отдельных технологических систем, каждая из которых влияет как на экономичность станции, так и на экологическую чистоту.

В пособии рассмотрены только тепло- и массообменные аппараты, которые используются в основной системе паросиловой установки по преобразованию тепловой энергии в электрическую.

Задача пособия — изложение методов расчета, принципов проектирования, особенностей эксплуатации; разработки математических моделей аппаратов как средства анализа и диагностики работы оборудования в стационарных и переходных условиях; освоение методов машинного проектирования на базе пакетов прикладных программ для приобретения навыков работы в САПР тепломеханического оборудования ТЭС и АЭС в целях решения задач оптимального проектирования отдельных аппаратов и систем в целом.

В первом разделе рассмотрены аппараты рекуперативного типа, показаны методы построения моделей в зависимости от целей и задач — проектирование, поверочный расчет, исследование стационарных и переходных процессов, особенности конструктивных решений.

Несколько особо в первом разделе выглядит вторая глава, посвященная изложению материалов по коэффициентам теплоотдачи, коэффициентам сопротивления трению и местным сопротивлениям. Следует подчеркнуть, что эта глава выполняет функцию некоторого справочного пособия по теплообмену и гидравлическим сопротивлениям. Однако в ней приводятся только те соотношения, которые нашли апробацию в отраслевых расчетно-технических материалах и обязательны для проектировщиков.

Второй раздел посвящен рассмотрению тепло- и массообменных аппаратов смешивающего типа; содержит изложение методов инженерных расчетов, проектирования и эксплуатации деаэраторов, смешивающих подогревателей, башенных градирен.

Подчеркнем еще одну особенность построения учебного пособия. Все примеры табличного (ручного) счета построены по алгоритмам, которые являются основой программ машинного счета. Поэтому читатель в зависимости от имеющейся в его распоряжении вычислительной техники может составить программы для всех типов аппаратов, рассмотренных в книге.

Каждая глава сопровождается контрольными вопросами для проверки знаний.

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И УСТАНОВКИ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Задача переноса тепла от одного теплоносителя к другому в зависимости от конкретных условий и требований технологии исключает использование однотипных конструктивных решений. В большой группе аппаратов перенос тепла осуществляется через твердое тело. Смешение (контакт) теплоносителей различного энергетического уровня в таких аппаратах недопустим, что обусловлено различной природой, химическим составом и агрегатным состоянием теплоносителей. Технологически исключено загрязнение нагреваемого (охлаждаемого) теплоносителя другим веществом. Аппараты переноса тепла от одного теплоносителя к другому при посредстве твердого тела и через его поверхность называются поверхностными. Эти аппараты подразделяются на две группы.

К первой группе относятся аппараты, реализующие перенос тепла от одного теплоносителя к другому непрерывно через разделяющее их твердое тело. Это так называемые рекуперативные теплообменники, разделяющая стенка которых выполняет лишь функцию разделения двух потоков различного температурного уровня.

Ко второй группе относятся аппараты, у которых перенос энергии происходит в результате периодического взаимодействия потоков вещества различного энергетического уровня с твердым телом. Твердое тело выполняет функцию накопителя (аккумулятора) тепловой энергии. Такая группа аппаратов называется регенеративными теплообменными аппаратами.

Глава 1. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МОДУЛЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Рекуперативные теплообменные аппараты представляют собой устройства, в которых перенос тепла от одной среды к другой осуществляется непосредственно через разделяющие их стенки в условиях непрерывного движения теплоносителей. Поэтому математические модели, описывающие процессы переноса, должны включать уравнения переноса тепла, количества движения и массы для движущихся потоков, а также уравнения переноса тепла в разделяющем потоки твердом теле с учетом начального распределения и граничных условий как в потоках, так и в твердом теле.

При совместном решении уравнений переноса количества движения, массы и тепла и уравнений состояния при заданных начальных и граничных условиях эффективно разделение задачи течения и переноса тепла. Это возможно благодаря введению понятия коэффициента теплоотдачи, устанавливающего на основании экспериментальных данных условия теплового взаимодействия потока теплоносителя и твердого тела, для заданного закона распределения скоростей, полученных в результате решения задачи течения в канале.

Учитывая, что в реальном конструктивном решении теплообменного аппарата поверхностного типа может происходить изменение не только геометрии канала, схемы взаимного течения потоков, но и их агрегатного состояния, при построении математической модели аппарат разбивается на отдельные зоны, в пределах которых сохраняются как геометрия канала, схема течения, так и агрегатное состояние теплоносителей. Математическая модель такой зоны называется математической моделью модуля поверхностного теплообменного аппарата.

Следовательно, математическая модель сложного теплообменного аппарата представляет собой систему математических моделей отдельных модулей.

Поскольку характерной особенностью всех поверхностных теплообменных аппаратов, используемых в энергетике, является течение в каналах достаточной протяженности в направлении основного движения, то уравнения переноса в математических моделях рассматриваются как уравнения одномерного течения.

1.1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НЕСТАЦИОНАРНОГО ПЕРЕНОСА ТЕПЛА В МОДУЛЬНОМ ЭЛЕМЕНТЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

При принятых ограничениях модель нестационарного переноса тепла между двумя потоками через разделяющее их твердое тело имеет вид

$$c_{p1}\rho_1 \left[\frac{\partial t_1(x, \tau)}{\partial \tau} + W_1 \frac{\partial t_1(x, \tau)}{\partial x} \right] = \frac{\alpha_1(x, \tau) z_1}{S_1} [\theta_{n1}(x, \tau) - t_1(x, \tau)]; \quad (1.1)$$

$$c_{p2}\rho_2 \left[\frac{\partial t_2(x, \tau)}{\partial \tau} + W_2 \frac{\partial t_2(x, \tau)}{\partial x} \right] = \frac{\alpha_2(x, \tau) z_2}{S_2} [t_2(x, \tau) - \theta_{n2}(x, \tau)]; \quad (1.2)$$

$$c_{p\tau}\rho_{\tau} \frac{\partial \theta(r, x, \tau)}{\partial \tau} = \lambda_{\tau} \left[\frac{\partial^2 \theta(r, x, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta(r, x, \tau)}{\partial r} + \frac{\partial^2 \theta(r, x, \tau)}{\partial x^2} \right]. \quad (1.3)$$

где $t_1(x, \tau)$, $t_2(x, \tau)$ — температура потока теплоносителя, индексы 1 и 2 означают греющий и нагреваемый потоки, °C; W_1 , W_2 — скорости потоков теплоносителей в каналах соответственно греющего и нагреваемого, м/с; $\alpha_1(x, \tau)$, $\alpha_2(x, \tau)$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей, Вт/м² · град; c_{p1} , $c_{p\tau}$ — теплоемкости теплоносителей и твердого тела, их раз-

деляющего, соответственно; ρ_1, ρ_2, ρ_3 — плотности теплоносителей и твердого тела соответственно, кг/м^3 ; z_1, z_2 — периметры каналов течения теплоносителей, м; S_1, S_2 — живое сечение каналов, м^2 ; $\theta(r, x, \tau)$ — температура разделяющего потоки твердого тела, $^{\circ}\text{C}$.

Присоединим к системе уравнений (1.1) — (1.3) граничные условия, определяющие тепловое взаимодействие потоков с твердым телом, а также начальное распределение температур в потоках и твердом теле:

$$\alpha_1(x, \tau) [\theta_n(x, \tau) - t_1(x, \tau)] = -\lambda_r \frac{\partial \theta(x, r_1, \tau)}{\partial r}; \quad (1.4)$$

$$\alpha_2(x, \tau) [t_2(x, \tau) - \theta_n(x, \tau)] = -\lambda_r \frac{\partial \theta(x, r_2, \tau)}{\partial r}; \quad (1.5)$$

$$t_1(x, 0) = A(x), t_2(x, 0) = B(x), \theta(x, r, 0) = D(x, r),$$

$$t_1(0, \tau) = \mathcal{G}(\tau), t_2(0, \tau) = \mathcal{M}(\tau). \quad (1.6)$$

Такая модель переноса тепла применима для анализа работы поверхностного теплообменного аппарата, в котором необходимо учитывать временное запаздывание в изменении температуры нагреваемого теплоносителя при варьировании температур греющего теплоносителя на входе в аппарат с учетом тепловой емкости разделительных стенок. Это особенно важно при изучении динамики переходных процессов в аппаратах в разработке систем автоматического управления аппаратами.

Если пренебречь количеством тепла в разделительных стенках и его изменениями в нестационарных процессах, то энергетическую модель рекуперативного теплообменного аппарата можно получить, введя коэффициент теплопередачи. Известно, что коэффициент теплопередачи определяет условия равенства тепловых потоков между двумя теплоносителями с учетом термического сопротивления разделяющей их стенки и коэффициентов теплоотдачи на поверхностях твердого тела, взаимодействующего с потоками теплоносителей.

При этом модель переноса тепла в рекуперативном теплообменном аппарате при одномерном течении теплоносителей описывается системой:

$$c_{p1}\rho_1 \left[\frac{\partial t_1(x, \tau)}{\partial \tau} + W_1 \frac{\partial t_1(x, \tau)}{\partial x} \right] = \frac{K(x, \tau)z}{S_1} [t_2(x, \tau) - t_1(x, \tau)]; \quad (1.7)$$

$$c_{p2}\rho_2 \left[\frac{\partial t_2(x, \tau)}{\partial \tau} + W_2 \frac{\partial t_2(x, \tau)}{\partial x} \right] = \frac{K(x, \tau)z}{S_2} [t_1(x, \tau) - t_2(x, \tau)]. \quad (1.8)$$

К системе (1.7), (1.8) присоединим начальные и граничные условия:

$$t_1(x, 0) = A(x); \quad (1.9)$$

$$t_2(x, 0) = B(x); \quad (1.10)$$

$$t_1(0, \tau) = D(\tau); \quad (1.11)$$

$$t_2(0, \tau) = E(\tau). \quad (1.12)$$

Решение системы (1.7), (1.8) можно получить при заданных начальных и граничных условиях (1.9) — (1.12) как на ЭВМ, так и на структурных АВМ.

Система уравнений (1.7), (1.8) с краевыми условиями (1.9) — (1.12) позволяет решить задачу переноса тепла в теплообменном аппарате. Для решения задачи на структурной АВМ уравнения (1.7), (1.8) можно аппроксимировать системой обыкновенных дифференциальных уравнений.

В зависимости от принимаемых допущений оказывается возможным исследовать на структурных АВМ отдельные частные случаи поставленной задачи.

Пример 1. Теплоноситель охлаждается в теплообменнике «труба в трубе». Охлаждаемая жидкость и хладагент движутся параллельно (прямоток). Требуется определить длину теплообменника, необходимую для снижения температуры жидкости от $T_1(0)$ до $T_1 = A$, если хладагент имеет начальную температуру $T_2(0)$. Диаметр внутренней трубы D_1 , внешней — D_2 . Теплофизические характеристики теплоносителя и хладагента известны. Коэффициент теплопередачи между средами K_1 . Влиянием стенки, разделяющей потоки, пренебрегаем. Режим работы аппарата стационарный, тогда система уравнений переноса тепла запишется в виде

$$\frac{dT_1}{dx} = \frac{K_1 z_1}{\rho_1 c_{p1} W_1 S_1} (T_2 - T_1); \quad (1.13)$$

$$\frac{dT_2}{dx} = \frac{K_1 z_1}{\rho_2 c_{p2} W_2 S_2} (T_1 - T_2). \quad (1.14)$$

Структурная схема решения задачи на АВМ показана на рис. 1.1, где $D_1 = 0,01$ м; $D_2 = 0,03$ м; $W_1 = 3$ м/с; $W_2 = 2$ м/с; $K_1 = 1900$ Вт/м² · град; $c_{p1} = 3,35$ кДж/кг · град; $c_{p2} = 4,67$ кДж/кг · град; $\rho_1 = 900$ кг/м³; $\rho_2 = 1000$ кг/м³; $z_1 = \pi D_1$; $T_1(0) = 170^\circ\text{C}$; $T_2(0) = 15^\circ\text{C}$.

Подставив численные значения параметров в уравнения (1.13), (1.14) и обозначив $k_1 = \frac{K_1 z_1}{\rho_1 c_{p1} W_1 S_1}$; $k_2 = \frac{K_1 z_1}{\rho_2 c_{p2} W_2 S_2}$, получаем

$$\frac{dT_1}{dx} = k_1 (T_2 - T_1); \quad \frac{dT_2}{dx} = k_2 (T_1 - T_2).$$

Необходимо найти длину теплообменника L , при которой T_1 на выходе равно 70°C . Масштабные коэффициенты для T_1 и T_2 выберем одинаковые: $M_T = T_{\max}/U_{\max} = 170/100, ^\circ\text{C}/\text{В}$.

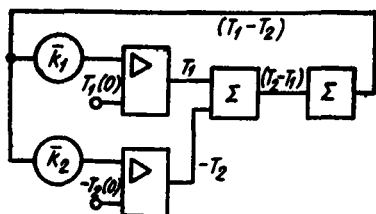


Рис. 1.1. Структурная схема прямого теплообменника при моделировании задачи на АВМ

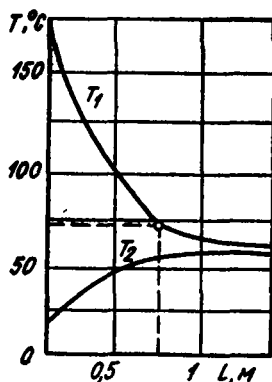


Рис. 1.2. Изменение температур теплоносителей по длине прямого теплообменника

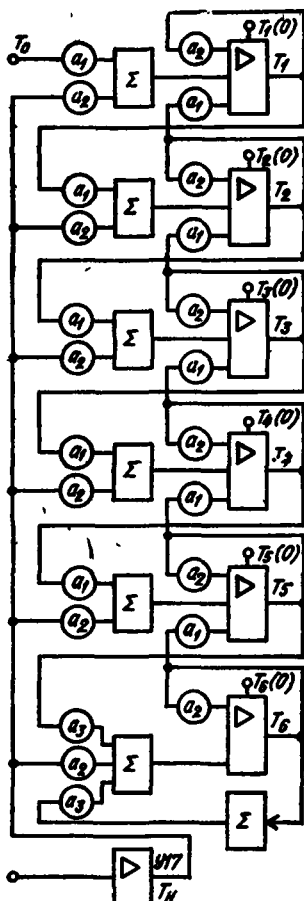


Рис. 1.3. Структурная схема моделирования переходного процесса в теплообменном аппарате на АВМ-МН-7

Для решения на АВМ уравнения (1.16) аппроксимируем системой обыкновенных дифференциальных уравнений с независимой переменной «время». Замена непрерывной функции $T_1(x, \tau)$ сеточными в дискретных точках пространства $T_i(\tau)$ позволит пространственную производную $\frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial x}$ аппроксимировать конечно-разностными соотношениями.

При моделировании задачи на МН-7, имеющей шесть интеграторов, уравнение (1.16) можно аппроксимировать системой из шести обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{d\tau} &= -a_1 T_2 + a_1 T_0 - a_2 T_1 + a_2 T_n; \\ \frac{dT_2}{d\tau} &= -a_1 T_3 + a_1 T_1 + a_2 T_n - a_2 T_2; \\ \frac{dT_3}{d\tau} &= -a_1 T_4 + a_1 T_2 + a_2 T_n - a_2 T_3; \\ \frac{dT_4}{d\tau} &= -a_1 T_5 + a_1 T_3 + a_2 T_n - a_2 T_4; \end{aligned} \quad (1.17)$$

Длительность решения нельзя определить заранее. Поэтому масштаб времени необходим такой, чтобы получить удобную для регистрации скорость решения и коэффициенты передачи k_1 и k_2 в пределах 0,1—1. Поскольку $k_1 = k_1 M_T$; $k_2 = k^2 M_T$, то, приняв $M_T = L/\tau = 0,2$ м/с, получим $k_1 = 0,488$ и $k_2 = 0,177$.

Начальные условия $U_T(0) = T_1(0) M_T = 100$ В; $U_{T_2}(0) = T_2(0) M_T = 8,8$ В.

Результаты решения задачи показаны на рис. 1.2.

Пример 2. Исследовать переходной режим в теплообменнике, представляющем тонкостенную трубу длиной L , помещенную в неограниченное пространство с проточной средой постоянной температуры T_n . Коэффициент теплопередачи охлаждаемой жидкости K_1 . Скорость движения теплоносителя W_1 . Теплофизические свойства охлаждаемой жидкости не зависят от температуры. Геометрия трубы теплообменника известна. Начальное распределение температуры $T_1(0)$. Температура на входе при пуске теплообменника меняется скачком, принимая значение $T_1(0, \tau)$. При этом уравнение переноса тепла в потоке имеет вид

$$\begin{aligned} \rho_1 c_{p1} \left[\frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial \tau} + W_1 \frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial x} \right] &= \\ &= \frac{K_1 z_1}{S_1} [T_n - T_1(x, \tau)]. \end{aligned} \quad (1.15)$$

Перепишем уравнение (1.15) в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial \tau} &= -W_1 \frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial x} + \\ &+ \frac{K_1 z_1}{S_1} [T_n - T_1(x, \tau)]. \end{aligned} \quad (1.16)$$

Для решения на АВМ уравнения (1.16) аппроксимируем системой обыкновенных дифференциальных уравнений с независимой переменной «время». Замена непрерывной функции $T_1(x, \tau)$ сеточными в дискретных точках пространства

$T_i(\tau)$ позволит пространственную производную $\frac{\partial T_1(x, \tau)}{\partial x}$ аппроксимировать конечно-разностными соотношениями.

При моделировании задачи на МН-7, имеющей шесть интеграторов, уравнение (1.16) можно аппроксимировать системой из шести обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{d\tau} &= -a_1 T_2 + a_1 T_0 - a_2 T_1 + a_2 T_n; \\ \frac{dT_2}{d\tau} &= -a_1 T_3 + a_1 T_1 + a_2 T_n - a_2 T_2; \\ \frac{dT_3}{d\tau} &= -a_1 T_4 + a_1 T_2 + a_2 T_n - a_2 T_3; \\ \frac{dT_4}{d\tau} &= -a_1 T_5 + a_1 T_3 + a_2 T_n - a_2 T_4; \end{aligned} \quad (1.17)$$

$$\begin{aligned}\frac{dT_4}{d\tau} &= -a_1 T_4 + a_1 T_5 + \frac{1}{h_1} T_H - a_2 T_4; \\ \frac{dT_5}{d\tau} &= -a_2 T_5 + a_2 T_4 - \frac{1}{h_1} T_H - a_2 T_5.\end{aligned}$$

Здесь $a_1 = W_1/2h_1$; $a_2 = (K_1 z_1)/(\rho_1 c_{p1} S_1)$; $a_2 = 1 W_1/h_1$, где h_1 — шаг разбивки длины трубы теплообменника (принята равношаговая сетка).

В случае неравношаговой сетки коэффициенты a_1 , a_2 во всех уравнениях будут различными.

Структурная схема для моделирования системы уравнений (1.17) на АВМ показана на рис. 1.3.

При решении задачи на МН-7 используют не все интеграторы, шесть сумматоров, один инвертор и вспомогательный операционный усилитель У-17.

Таким образом, задача рассматриваемого объема использует все решающие возможности машины МН-7.

Важнейшим достоинством использования структурных АВМ при решении нестационарных задач переноса тепла в поверхностных теплообменных аппаратах являются визуализация протекания процесса и возможность оперативного воздействия на определяющие факторы.

Применение структурных АВМ целесообразно в задачах анализа, когда важны прежде всего качественная оценка характера переходных процессов и влияние на них внешних воздействий и возмущений. С этой же позиции применение структурных АВМ эффективно при решении задач переноса тепла из противоточных теплообменников, так как все они решаются методом последовательных приближений.

Однако необходимо подчеркнуть, что, используя АВМ, мы неизбежно теряем в точности решения.

Применение ЭВМ при решении задачи нестационарного переноса тепла в поверхностном теплообменном аппарате может быть ориентировано как на аппроксимацию уравнений переноса системой обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, так и системой алгебраических уравнений когда осуществляется разностная аппроксимация не только пространственных, но и временных производных.

Программное обеспечение современных ЭВМ позволяет легко решать эти задачи на базе метода Рунге — Кутты при аппроксимации системой обыкновенных дифференциальных уравнений и методом Гаусса или его вариациями при аппроксимации системой алгебраических уравнений.

Пример 3. Исследовать влияние возмущения на входе в теплообменный аппарат поверхностного типа на процессы теплопереноса в аппарате. Рассмотрим возмущения, связанные с изменением температур и расхода нагреваемого теплоносителя на входе. Учитывая необходимость получения решения с высокой точностью в качестве вычислительного средства, целесообразно использование ЭВМ.

При пренебрежении изменением количества тепла, аккумулированного в стенках трубного пучка, математическая модель переноса тепла в поверхностных тепло-

обменных аппаратах описывается системой (1.7) — (1.8) с краевыми условиями (1.9) — (1.12).

Аппроксимируя пространственную и временную производные в уравнениях (1.7), (1.8) разностными соотношениями по разностям вперед, используя разложение функций в ряд Тейлора и невязную схему, получим

$$\frac{T_1^{j+1,i} - T_1^{j,i}}{\Delta \tau} + W_1 \frac{T_1^{j+1,i+1} - T_1^{j+1,i}}{\Delta x} = \frac{K_2}{c_{p1} \rho_1 S_1} [T_2^{j+1,i+1} - T_1^{j+1,i+1}]; \quad (1.18)$$

$$\frac{T_2^{j+1,i} - T_2^{j,i}}{\Delta \tau} + W_2 \frac{T_2^{j+1,i+1} - T_2^{j+1,i}}{\Delta x} = \frac{K_2}{c_{p2} \rho_2 S_2} [T_1^{j+1,i+1} - T_2^{j+1,i+1}]. \quad (1.19)$$

Разрешая уравнения (1.18), (1.19) относительно неизвестных $T_1^{j+1,i+1}$, $T_2^{j+1,i+1}$, найдем

$$\begin{aligned} T_2^{j+1,i+1} = & \left\{ \left[T_2^{j+1,i} \left(1 - \frac{\Delta x}{\Delta \tau W_2} \right) + \frac{\Delta x}{\Delta \tau W_2} T_1^{j,i} \right] + \right. \\ & + \frac{K_2 \Delta x}{\left(1 + \frac{K_2 \Delta x}{c_{p1} \rho_1 W_1 S_1} \right)} \left[T_1^{j+1,i} \left(1 - \frac{\Delta x}{\Delta \tau W_1} \right) + \frac{\Delta x}{\Delta \tau W_1} T_1^{j,i} \right] \Big\} \times \\ & \times \frac{1}{\left[\left(1 + \frac{K_2 \Delta x}{c_{p2} \rho_2 W_2 S_2} \right) - \frac{K_2 \Delta x}{c_{p2} \rho_2 W_2 S_2} \frac{1}{\left(1 + \frac{c_{p1} \rho_1 W_1 S_1}{K_2 \Delta x} \right)} \right]}, \quad (1.20) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_1^{j+1,i+1} = & \left[T_1^{j+1,i} \left(1 - \frac{\Delta x}{\Delta \tau W_1} \right) + \frac{\Delta x}{\Delta \tau W_1} T_1^{j,i} \right] \frac{1}{\left(1 + \frac{K_2 \Delta x}{c_{p2} \rho_2 W_2 S_2} \right)} + \\ & + \frac{1}{\left(1 + \frac{c_{p1} \rho_1 W_1 S_1}{K_2 \Delta x} \right)} T_2^{j+1,i+1}. \quad (1.21) \end{aligned}$$

Здесь индекс j — дискретная координата временного шага $\Delta \tau$ изменится от 0 до m . При этом $\Delta \tau m$ соответствует отрезку времени от начала процесса до $\tau = \tau_0 + \Delta \tau m$; индекс i — дискретная координата пространственного шага Δx изменится от 0 до n . При этом in соответствует полной длине канала. Замена непрерывной области изменением параметров x и τ на сеточную позволяет получить сеточные функции T_1 и T_2 , приближающиеся к точному решению в зависимости от шагов Δx и $\Delta \tau$.

Решая последовательно уравнения (1.20) и (1.21) на временном слое $(j+1)$ при изменении i от 0 до n , получим распределение температур T_1 и T_2 по длине канала. Полученное распределение сеточных функций T_1 и T_2 является начальным распределением для расчета на следующем временном слое.

Задача о переносе тепла в противоточном теплообменнике может быть решена только последовательными приближениями независимо от используемого вычислительного средства, так как в этом случае в уравнениях (1.7), (1.8) начало координат, определяющее условие на входе в канал, расположено на противоположных границах.

Поэтому по одному из потоков нужно задать произвольное значение температуры на выходе и, рассчитывая изменение температуры в направлении, противоположном течению, прийти к условиям на входе. Поскольку расчетное значение, безусловно, будет отличаться от условий на входе, то необходимо приближениями определить температуру на выходе из канала.

1.2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

СТАЦИОНАРНОГО ПЕРЕНОСА ТЕПЛА В МОДУЛЬНОМ ЭЛЕМЕНТЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Уравнения переноса тепла (1.7), (1.8) для каналов постоянного проходного сечения в условиях установившегося режима примут вид

$$c_{p1}\rho_1 W_1 \frac{dt_1}{dx} = \frac{Kz_1}{S_1} (t_2 - t_1); \quad (1.22)$$

$$c_{p2}\rho_2 W_2 \frac{dt_2}{dx} = \frac{Kz_2}{S_2} (t_1 - t_2). \quad (1.23)$$

Учитывая, что $\rho_1 W_1 S_1 = G_1$, $\rho_2 W_2 S_2 = G_2$, $dF = z_1 dx$, запишем уравнения (1.22), (1.23) в виде

$$c_{p1} G_1 dt_1 = K dF (t_2 - t_1); \quad (1.24)$$

$$c_{p2} G_2 dt_2 = K dF (t_1 - t_2). \quad (1.25)$$

Средняя температурная разность. При определении тепловой производительности аппарата для ее интегральной оценки введем понятие средней температурной разности

$$Q = KF \bar{\Delta} t. \quad (1.26)$$

Таким образом, вся сложность расчетов теплопроизводительности переносится на вычисление средней температурной разности $\bar{\Delta} t$.

Рассмотрим простейшую схему течения двух теплоносителей-прямоток (рис. 1.4, а, б). С учетом изменения температур t_1 и t_2 перепишем уравнения (1.24) и (1.25) в форме

$$dQ = c_{p1} G_1 (-dt_1) = c_{p2} G_2 (dt_2). \quad (1.27)$$

Следовательно,

$$-dt_1 = \frac{dQ}{c_{p1} G_1}; \quad (1.28)$$

$$dt_2 = \frac{dQ}{c_{p2} G_2}. \quad (1.29)$$

Используя уравнения (1.28), (1.29), получаем

$$d(t_2 - t_1) = dQ \left(\frac{1}{c_{p1} G_1} + \frac{1}{c_{p2} G_2} \right). \quad (1.30)$$

Учитывая, что $dQ = K dF (t_2 - t_1)$, а также используя обозначения

$$m = \left(\frac{1}{c_{p1} G_1} + \frac{1}{c_{p2} G_2} \right), \quad \Delta t = t_2 - t_1,$$

запишем уравнение (1.30) в виде

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -K m dF. \quad (1.31)$$

Интегрируя последнее вдоль поверхности теплообмена, находим

$$\int_{\Delta t_B}^{\Delta t_K} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -K m \int_0^F dF. \quad (1.32)$$

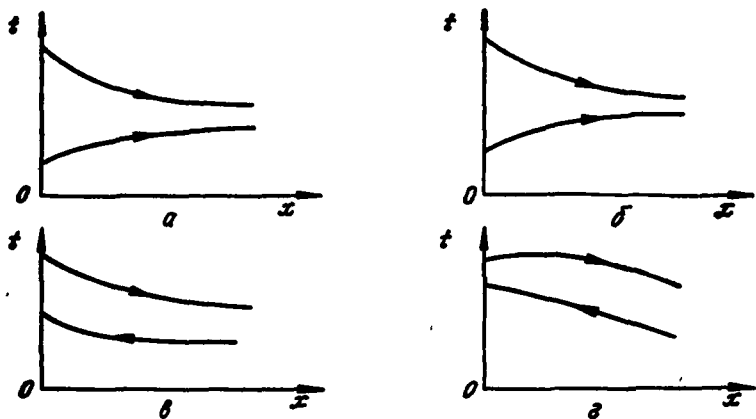


Рис. 1.4. Схема изменения температур по длине теплообменника:
а, б — проток; в, г — противоток (а, в — $c_{p1}G_1 < c_{p2}G_2$; б, г — $c_{p1}G_1 > c_{p2}G_2$).

Отметим, что Δt изменяется при протокотке от $\Delta t_{\text{н}} = t_{11} - t_{21}$ до $\Delta t_{\text{к}} = t_{12} - t_{22}$, а площадь — от 0 до F . В результате интегрирования получим

$$\ln \frac{\Delta t_{\text{к}}}{\Delta t_{\text{н}}} = -K m F. \quad (1.33)$$

Записав условие баланса количества теплоты первого и второго теплоносителей

$$Q = c_{p1}G_1(t_{11} - t_{12}) = c_{p2}G_2(t_{22} - t_{21}), \quad (1.34)$$

имеем

$$\frac{1}{c_{p1}G_1} = \frac{1}{Q}(t_{11} - t_{12}); \quad (1.35)$$

$$\frac{1}{c_{p2}G_2} = \frac{1}{Q}(t_{22} - t_{21}).$$

Тогда

$$m = \frac{1}{Q}[(t_{11} - t_{12}) + (t_{22} - t_{21})] = \frac{1}{Q}(\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}).$$

Подставив (1.35) в (1.33), найдем

$$Q = KF \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}}}. \quad (1.36)$$

Приравняв соотношение (1.36), (1.26), получаем

$$\Delta t = \frac{(t_{11} - t_{21}) - (t_{12} - t_{22})}{\ln \frac{t_{11} - t_{21}}{t_{12} - t_{22}}}. \quad (1.37)$$

Таким образом, уравнение (1.37) выражает изменение среднелогарифмического температурного напора при протокотке для расчета тепловой производительности аппарата по формуле (1.26).

Рассмотрим схему течения двух теплоносителей-противоток (рис. 1.4, в, г). Учитывая изменение функций t_1 и t_2 , записываем

уравнения (1.24), (1.25) в форме

$$dQ = c_{p_1} G_1 (-dt_1) = c_{p_2} G_2 (-dt_2). \quad (1.38)$$

Аналогично схеме с прямотоком

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -Km^* dF; \quad (1.39)$$

здесь

$$m^* = \left(\frac{1}{c_{p_1} G_1} - \frac{1}{c_{p_2} G_2} \right), \quad \Delta t = t_1 - t_2.$$

Интегрируя уравнение (1.39) вдоль поверхности теплообмена, найдем

$$\int_{\Delta t_n}^{\Delta t_m} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -Km^* \int_0^F dF, \quad (1.40)$$

где $\Delta t_n = t_{11} - t_{22}$; $\Delta t_m = t_{12} - t_{21}$. После интегрирования

$$\ln \frac{\Delta t_m}{\Delta t_n} = -Km^* F. \quad (1.41)$$

Из уравнения баланса тепла определим

$$m^* = \frac{1}{Q} [(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})] = \frac{1}{Q} (\Delta t_6 - \Delta t_m),$$

тогда

$$Q = KF \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (1.42)$$

Приравнивая уравнения (1.42), (1.26), получим средний логарифмический температурный напор при противотоке

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (1.43)$$

При других схемах течения средний логарифмический температурный напор найдем как

$$\bar{\Delta t} = \psi \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{22})}{(t_{12} - t_{21})}}, \quad (1.44)$$

где коэффициент ψ определяется как поправочная величина вспомогательных параметров

$$P = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}; \quad (1.45)$$

$$R = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{22} - t_{21}}. \quad (1.46)$$

При перекрестном токе индексы 21, 22 в соотношениях для P и R присваиваются среде с меньшей степенью перемешивания. В случае параллельно смешанного тока эти индексы присваиваются среде с меньшим перепадом температур.

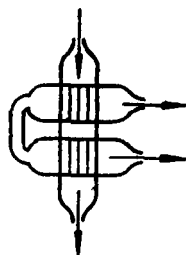
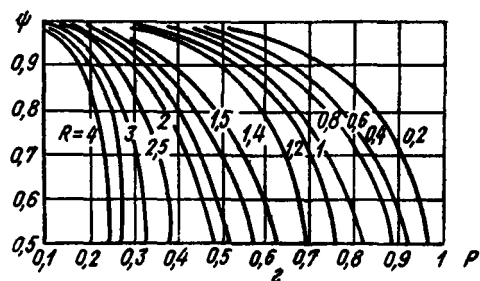
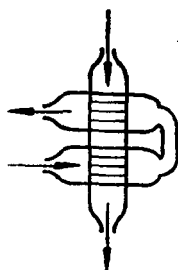
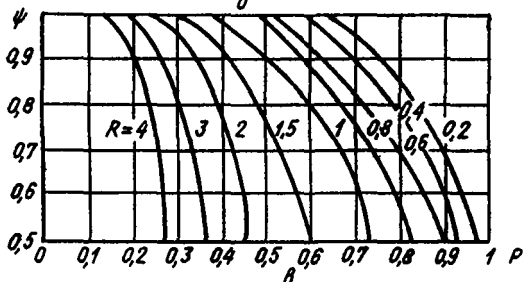
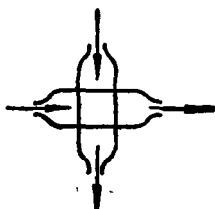
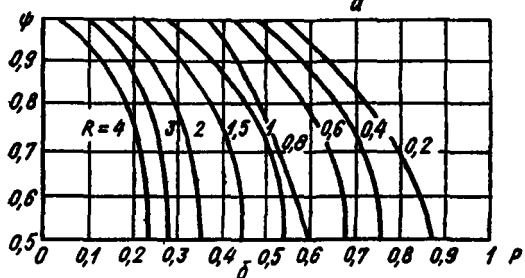
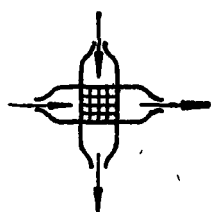
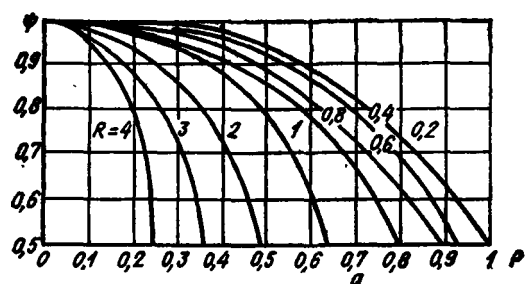


Рис. 1.5. Коэффициент ψ при однократно перекрестной схеме тока (a — обе среды не перемешиваются; δ — обе среды перемешиваются); двукратно перекрестной (θ — одна среда перемешивается непрерывно, другая только между ходами; ϵ — одна среда перемешивается, другая — нет).

Приведем указания по определению температурного напора для некоторых схем взаимного течения теплоносителей.

Теплообменники с перекрестным током различаются по условиям перемешивания каждой из сред в пределах ходов и между ними. При многократном токе должны учитываться число ходов и общая

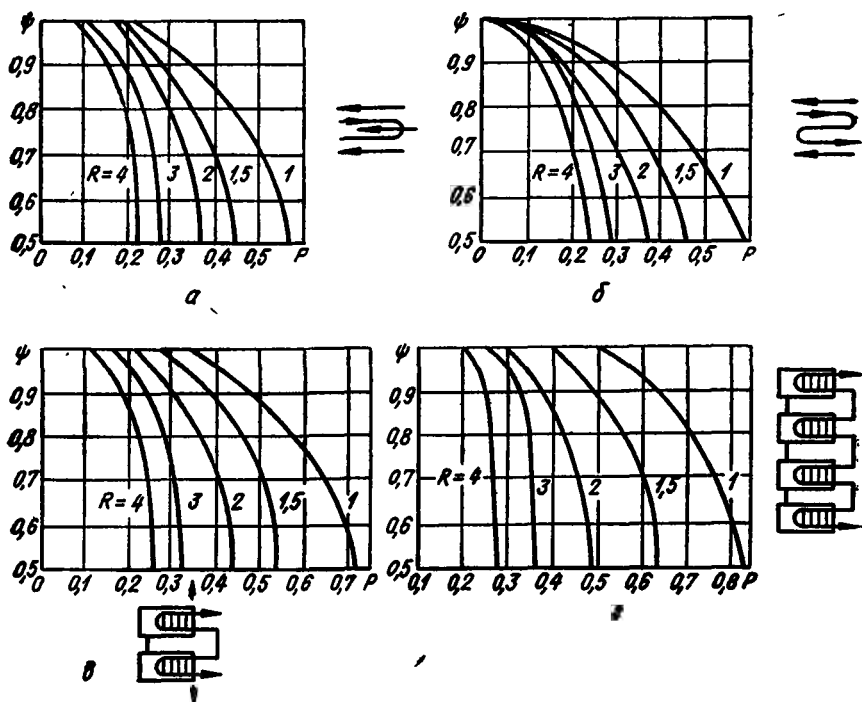


Рис. 1.6. Коэффициент ψ при различных схемах параллельно-смешанного тока: а — теплообменник 1—3; б — теплообменники 2—2; в — теплообменник 1—3 с одним противоточным и двумя противоточными ходами; теплообменник 4—4 (N — любое четное число).

схема взаимного движения — противоток или прямоток. Общий противоток при многократном токе соответствует схеме, где греющая среда встречает сначала последний ход обогреваемой среды, а в конце — первый, общий прямоток — наоборот. Уже при этих ходах коэффициент ψ для теплообменников с перекрестным током близок к единице, а при числе ходов больше трех — поправка не учитывается.

На рис. 1.5 показаны графики $\psi(P, R)$ для различных схем перекрестного тока.

Теплообменники с параллельно смешанным током различаются по числу ходов внешней межтрубной среды по числу ходов внутритрубной среды на один ход внешней и по направлению движения одной среды относительно другой в пределах одного хода внешней среды. Поправочный коэффициент для теплообменников с одним ходом внешней среды и с любым числом ходов внутренней принимается таким же, как и для теплообменников А. На рис. 1.6 показаны графики $\psi(P, R)$ для ряда схем параллельно смешанного тока.

Введение среднего логарифмического температурного напора достаточно эффективно при проектных расчетах по выбору аппарата из стандартного ряда, а также при конструировании новых типов аппаратов.

Конечные температуры теплоносителей. Определение конечных температур теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата представляет интерес при поверочных расчетах аппаратов, особенно в условиях изменения режимов эксплуатации. Поэтому в таких расчетах принимается, что конструктивные данные, расходы теплоносителей, начальные температуры и средние по поверхности значения коэффициентов теплопередачи известны.

Для прямоточной схемы из уравнения (1.33) определим связь между температурными напорами на входе в аппарат и на выходе из него:

$$\Delta t_k = \Delta t_n \exp[-Kmf]. \quad (1.47)$$

Принимая во внимание, что $m = \left(\frac{1}{c_{p1}G_1} + \frac{1}{c_{p2}G_2} \right)$;

$$\Delta t_k = t_{12} - t_{22}; \quad \Delta t_n = t_{11} - t_{21},$$

запишем

$$t_{12} = t_{22} + (t_{11} - t_{21}) \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 + \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]. \quad (1.48)$$

Из уравнения баланса тепла в теплообменнике (1.34) следует

$$t_{12} = t_{11} - \frac{c_{p2}G_2}{c_{p1}G_1} (t_{22} - t_{21}). \quad (1.49)$$

Приравняв (1.48) и (1.49), найдем

$$t_{22} = t_{21} + (t_{11} - t_{21}) \frac{c_{p1}G_1 \left[1 + \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 + \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right] \right]}{c_{p1}G_2 \left[1 + \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right]}. \quad (1.50)$$

Подставив формулу (1.50) в (1.49), после преобразований получим

$$t_{12} = t_{11} - (t_{11} - t_{21}) \frac{1 - \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 + \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]}{1 + \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2}}. \quad (1.51)$$

Обозначим

$$\begin{aligned} \Pi \left(\frac{KF}{c_{p1}G_1}, \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) &= \\ &= \frac{1 - \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 + \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]}{1 + \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2}}. \end{aligned}$$

Тогда формулы (1.50), (1.51) запишем в компактном виде:

$$t_{12} = t_{11} - (t_{11} - t_{21}) \Pi; \quad (1.52)$$

$$t_{22} = t_{21} + (t_{11} - t_{21}) \Pi. \quad (1.53)$$

Функцию $\Pi \left(\frac{KF}{c_{p1}G_1}, \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right)$ протабулируем и представим в табл. 1.1.

Отметим, что современное развитие вычислительной техники позволяет легко осуществить анализ влияния основных характеристик теплообменного аппарата на выходные температуры сред и без табулирования функции Π .

Для противоточной схемы из уравнения (1.41) определим

$$t_{12} = t_{21} + (t_{11} - t_{22}) \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]. \quad (1.54)$$

Аналогично прямоточной схеме получим

$$t_{22} = t_{21} + (t_{12} - t_{21}) \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \frac{1 - \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]}{1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]}; \quad (1.55)$$

$$t_{12} = t_{11} - (t_{11} - t_{21}) \times \\ \times \frac{1 - \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]}{1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]}. \quad (1.56)$$

Обозначив

$$Z \left(\frac{KF}{c_{p1}G_1}, \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) = \\ = \frac{1 - \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]}{1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \exp \left[-\frac{KF}{c_{p1}G_1} \left(1 - \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right) \right]},$$

формулы (1.55); (1.56) запишем в компактном виде:

$$t_{12} = t_{11} - (t_{11} - t_{21}) Z; \quad (1.57)$$

$$t_{22} = t_{21} + (t_{11} - t_{21}) Z. \quad (1.58)$$

Функцию $Z \left(\frac{KF}{c_{p1}G_1}, \frac{c_{p1}G_1}{c_{p2}G_2} \right)$ протабулируем и представим в табл. 1.2.

Если один из теплоносителей при взаимодействии с поверхностью изменяет свое агрегатное состояние, то конечную температуру среды, не изменяющей своего агрегатного состояния, определим по формуле

$$t_{22} = t_s - (t_s - t_{21}) \exp \left[-\frac{KE}{c_{p2}G_2} \right], \quad (1.59)$$

Таблица 1.1. Значение функции $\Pi \left(\frac{KF}{c_{p_1} G_1}, \frac{c_{p_1} G_1}{c_{p_2} G_2} \right)$

$\frac{c_{p_1} G_1}{c_{p_2} G_2}$	$KF/c_{p_1} G_1$							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	∞
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,96	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,96	0,99
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,62	0,84	0,91	0,95
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,81	0,89	0,91
0,20	0,033	0,10	0,27	0,38	0,58	0,76	0,81	0,83
0,50	0,033	0,10	0,26	0,35	0,52	0,63	0,66	0,67
1,00	0,033	0,09	0,25	0,32	0,43	0,49	0,50	0,50
5,00	0,032	0,08	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17	0,17
10,00	0,028	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
20,00	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,00	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,00	0,090	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Таблица 1.2. Значение функции $Z \left(\frac{KF}{c_{p_1} G_1}, \frac{c_{p_1} G_1}{c_{p_2} G_2} \right)$

$\frac{c_{p_1} G_1}{c_{p_2} G_2}$	$KF/c_{p_1} G_1$							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	4
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,94	1,00
0,10	0,033	0,10	0,28	0,39	0,61	0,85	0,94	1,00
0,20	0,033	0,10	0,28	0,38	0,60	0,83	0,93	1,00
0,50	0,033	0,10	0,26	0,36	0,57	0,78	0,89	1,00
1,00	0,033	0,10	0,25	0,34	0,51	0,68	0,77	1,00
5,00	0,033	0,08	0,16	0,18	0,20	0,20	0,20	0,20
10,00	0,028	0,06	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
20,00	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,00	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,00	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010

где t_s — температура насыщения конденсирующего или кипящего теплоносителя.

Обычно коэффициент теплопередачи неизвестен. Точно определить K , не зная конечных температур теплоносителей, нельзя. Им следует задаться и определить с требуемой точностью только последовательными приближениями.

Используя формулы для расчета конечных температур, можно рассчитать не только конечные, но и промежуточные температуры для любой точки x , подставляя вместо F соответствующее F_x . Это позволяет построить графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена.

1.3. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ

Математические трудности совместного решения уравнений переноса количества движения, массы и энергии обусловили необходимость разделения тепловой и гидродинамической задач для каждого теплоносителя.

Задача о распределении скоростей и давлений в потоке вязкой жидкости определяется системой уравнений Навье — Стокса совместно с уравнением сплошности и состояния при заданных начальных и граничных условиях.

Однако точные решения уравнений Навье — Стокса получены лишь в некоторых частных случаях. Вместе с тем, если принять во внимание, что в любом теплообменном аппарате рекуперативного типа течение жидкости происходит в системе последовательно соединенных каналов различной геометрической формы с возможными внезапными расширениями или сужениями и поворотами потока, то возможность решения гидродинамической задачи течения в такой системе методами современной вычислительной гидродинамики следует считать весьма проблематичной.

Поэтому для описания гидродинамики стационарного течения в каналах теплообменных аппаратов применяют уравнение Бернулли для потенциального течения идеальной жидкости, дополненное потерями давления на трение в прямых каналах и потерями давления на местных сопротивлениях в виде

$$\rho g X_1 + P_1 + \frac{\rho W_1^2}{2} = \rho g X_2 + P_2 + \frac{\rho W_2^2}{2} + \Delta P, \quad (1.60)$$

и уравнение сплошности в форме

$$G \frac{1}{\rho} = F W. \quad (1.61)$$

Уравнение (1.61) используется для определения средней по сечению канала скорости потока по участкам трубопровода, а уравнение (1.60) — для определения давления в конце i -го участка канала и за аппаратом.

Гидравлическое сопротивление всего тракта или его участка определяем как сумму потерь давления, вызванных трением, местными сопротивлениями и потерями на ускорение неизотермического потока:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n \Delta P_i + \sum_{j=1}^m (\xi_{M_j} + \xi_{t_j}) \frac{\rho W_j^2}{2}, \quad (1.62)$$

где ΔP_i — потери давления на трение в i -м прямом участке трубопровода; ξ_{M_j} — коэффициент местного сопротивления; ξ_{t_j} — коэффициент потерь от неизотермичности потока.

Таким образом, математическая модель течения в теплообменном аппарате предполагает вычисление потерь давления по трактам теплоносителей, для выбора необходимой мощности двигателей насосов и величины напора, создаваемого насосом для прокачки теплоносителя.

Контрольные вопросы

1. Какие уравнения переноса необходимо использовать для построения универсальной математической модели теплообменного аппарата?
2. Что такое коэффициент теплоотдачи и каким образом использование его позволяет построить математическую модель подогревателя?
3. Что такое математическая модель? Каковы ее особенности? Чем она отличается от физического закона?
4. Что такое коэффициент теплопередачи? Каким образом использование понятия коэффициент теплопередачи изменяет математическую модель переноса тепла в поверхностном теплообменном аппарате?
5. Математическая модель подогревателя при стационарных условиях работы аппарата. Его интегральное представление.
6. Почему строится математическая модель не аппарата в целом, а отдельно его элемента (модуля)? Что представляет собой модель аппарата?
7. Понятие среднелогарифмического температурного напора.
8. Каким образом должна быть аппроксимирована математическая модель нестационарного переноса тепла в теплообменнике для решения задачи на ЭВМ?
9. Как аппроксимируются уравнения переноса тепла в теплообменных аппаратах для решения нестационарных задач на ЭВМ?
10. Использование формул конечных температур теплоносителей в задачах стационарного переноса теплоты.
11. Модель течения в каналах теплообменного аппарата в условиях установившегося гидродинамического режима.
12. Какими коэффициентами и величинами необходимо располагать, чтобы определить потерю давления по тракту течения теплоносителя в теплообменном аппарате?

Глава 2. ТЕПЛООТДАЧА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ХАРАКТЕРНЫХ КАНАЛАХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

При проектировании теплообменных аппаратов необходима достаточная достоверность информации о коэффициентах теплоотдачи в каналах аппарата по сторонам одного и другого теплоносителя.

Важнейшей задачей при проектировании аппарата или при анализе эффективности его работы оказывается правильный выбор уравнений теплообмена, учитывающий форму канала, режимы течения теплоносителей, физические свойства и фазовые превращения теплоносителей.

Поскольку рассматриваемые поверхностные теплообменные аппараты — трубчатые теплообменники гладкотрубные и оребренные, то приведем уравнения теплообмена: для течения внутри трубы, при поперечном и продольном обтекании труб и пучков жидкостью и паром; при фазовых превращениях, при конденсации пара на поверхности и внутри трубы, развитом кипении на погруженных поверхностях, кипении в трубах.

Уравнения теплообмена позволяют при проектной проработке четко выделить математические модели модулей, в которых сохраняются условия теплообмена и течения.

Инженерные методики расчетов теплообменных аппаратов основаны на отдельных моделях для переноса тепла и количества движения. Модель переноса количества движения и массы, несмотря на успехи вычислительной гидродинамики, при проектировании

теплообменных аппаратов сведена к системе последовательно соединенных каналов, для которых модель переноса количества движения представляется уравнением Бериулли для потенциального течения идеальной жидкости с учетом потерь трения в каналах и на местных сопротивлениях.

Следовательно, достоверность решения гидродинамической задачи при проектировании существенно зависит от информации о коэффициентах сопротивления трения и местных сопротивлений.

Поскольку оценка энергетической эффективности аппарата определяется отношением теплопроизводительности к работе, затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений, то требование к достоверности определения потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений сопоставимо с требованием к точности определения тепловой производительности аппарата.

2.1. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ ТЕЧЕНИИ В ТРУБАХ

Для расчета местных коэффициентов теплоотдачи на начальных участках труб рекомендуется уравнение

$$Nu_{ж(x)} = 0,33 Re_{ж(x)}^{0,5} Pr_{ж(x)}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж(x)}}{Pr_{с(x)}} \right)^{0,25} (x/d)^{0,1}, \quad (2.1)$$

где x — расстояние от начала трубы до рассматриваемого сечения, принятое за определяющий размер; d — внутренний диаметр трубы.

Если длина трубы больше длины начального теплового участка, то средние коэффициенты при вязкостном течении определяются уравнением

$$Nu = \epsilon \left(Pe, \frac{d_s}{l} \right)^{1/4} (\mu_\omega / \mu_1)^n \epsilon \eta, \quad (2.2)$$

где μ_1 — вязкость при температуре на входе; μ_ω — вязкость при температуре стенки; d_s — эквивалентный диаметр. При $0,08 \leq \mu_\omega / \mu_1 \leq 1$ $c = 1,55$; $n = -1/6$; для $10 \leq \mu_\omega / \mu_1 \leq 1500$ $c = 1,4$; $n = -1/8$; $\epsilon = 1 + 0,01 (Pe d_s / l)^{2,34}$; $\phi = 1$ при охлаждении; $\phi = (\mu_\omega / \mu_1)^{0,56}$ при нагревании, для круглых труб $\eta = 1$. При $b/n < 12$ $\eta = 1 + 0,01 b/n$, для $b/n > 12$ $\eta = 12$. Справедливо $20 < Re < 2300$; $60 < Pe d_s / l < 6,2 \cdot 10^6$.

При вязкостно-гравитационном режиме приближенные средние значения получим как

$$Nu_{ж,d} = 0,15 Re_{ж,d}^{0,32} Pr_{ж}^{0,33} (Gr_{ж,d} Pr_{ж})^{0,1} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \epsilon_l, \quad (2.3)$$

где ϵ_l — поправочный коэффициент на входной участок в функции l/d .

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ϵ_l	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

В случае турбулентного режима течения капельных жидкостей при $l/d > 50$ используем формулу

$$Nu_{ж,d} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.4)$$

Средний коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке для турбулентного режима в кольцевых каналах рассчитываем как

$$Nu_{ж,d} = 0,017 Re_{ж,d}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18}. \quad (2.5)$$

При течении в изогнутых каналах (змеевиках) возникают центробежные силы, создающие в поперечном сечении вторичную циркуляцию. Экспериментально установлено, что вторичная циркуляция возникает при числах Рейнольдса, больших некоторого $Re_{кр}$.

Для винтовых змеевиков

$$Re_{кр} = 16,4 \sqrt{d/R},$$

где d — внутренний диаметр трубы; R — радиус закругления. Формула справедлива для $d/R < 8 \cdot 10^{-4}$.

В случае $d/R \geq 8 \cdot 10^{-4}$

$$Re_{кр} = 18500 (d/2R)^{0,28}.$$

Если $Re_{кр} < Re < Re_{кр}$, то расчет коэффициента теплоотдачи в криволинейном канале определится по формуле (2.4). Когда $Re > Re_{кр}$, необходимо ввести поправочный множитель

$$\epsilon_{кр} = 1 + 1,8d/R.$$

При течении в одно- и двухплоскостных трубах рекомендуется уравнение

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(1 + 11,1 \frac{n_p n_{пл}}{l_{сп}} \right), \quad (2.6)$$

где n_p — число витков в одной плоскости; $n_{пл}$ — число плоскостей спиральной трубы; $l_{сп}$ — длина спиральной части трубы.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи в спиральных каналах прямоугольной формы может быть рекомендовано уравнение

$$Nu = 0,0315 Re^{0,8} Pr^{0,4} (\mu/\mu_{ст})^{0,17} - 6,65 \cdot 10^{-7} (L/\delta)^{1,8}, \quad (2.7)$$

где L — длина спирали; δ — толщина канала.

Значение коэффициента теплоотдачи, полученное из (2.7), хорошо согласуется с уравнением

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} (1 + 3,54 d/D_s), \quad (2.8)$$

где D_s — диаметр спирали.

2.2. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ И ПРОДОЛЬНОМ ОБТЕКАНИИ ТРУБ И ТРУБНЫХ ПУЧКОВ

Подробные исследования средней по окружности трубы теплоотдачи определены А. А. Жукаускасом и обобщены уравнениями: при $5 < Re < 10^3$

$$Nu_{\text{ж}} = 0,5 Re_{\text{ж}}^{0,5} Pr_{\text{ж}}^{0,38} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (2.9)$$

при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

$$Nu_{\text{ж}} = 0,25 Re_{\text{ж}}^{0,6} Pr_{\text{ж}}^{0,38} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (2.10)$$

при $Re = 3 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^6$

$$Nu_{\text{ж}} = 0,023 Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,37} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.11)$$

За определяющий размер принят внешний диаметр трубы.

Теплоотдача пучков зависит от расстояния между трубами. Это расстояние принято выражать относительными продольными и поперечными шагами S_2/d ; S_1/d . При смешанном течении $Re = 10^3 \div 10^5$

$$Nu_{\text{ж}} = c Re_{\text{ж}}^n Pr^{0,33} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25} \epsilon_s \epsilon_t, \quad (2.12)$$

где для шахматного пучка $c = 0,41$; $n = 0,6$; для коридорного пучка $c = 0,26$; $n = 0,65$.

В случае глубинных рядов коридорного пучка поправочный коэффициент $\epsilon_s = (S_2/d)^{-0,16}$; для шахматного пучка при $S_1/S_2 < 2$ $\epsilon_s = (S_1/S_2)^{1/4}$; при $S_1/S_2 > 2$ $\epsilon_s = 1,12$.

Поправочный множитель ϵ_t учитывает изменение теплоотдачи в начальных рядах труб. При $S_2/d \leq 4$ поправка ϵ_t определяется по диаграмме (рис. 2.1).

Если $Re > 2 \cdot 10^5$, коэффициент теплоотдачи глубинных рядов шахматного и коридорного пучков труб можно рассчитать по формуле

$$Nu_{\text{ж}} = 0,021 Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,38} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.13)$$

В случае поперечного обтекания трубного пучка вязкой жидкостью

$$\alpha_p = 640 \sqrt{\frac{W_{\text{ж}}}{t - d_{\text{н}}}} (1 + 0,006 t_{\text{ж}}), \quad (2.14)$$

где α_p — коэффициент теплоотдачи, Вт/м² · К; $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубок, мм; $t_{\text{ж}}$ — средняя температура вязкой жидкости, °С; t — шаг трубного пучка, мм; $W_{\text{ж}}$ — скорость натекания жидкости, м/с.

При поперечном обтекании спиральновитых труб для $Re > 10^5$ рекомендуется уравнение

$$Nu = 0,027 Re^{0,84} Pr^{0,4}. \quad (2.15)$$

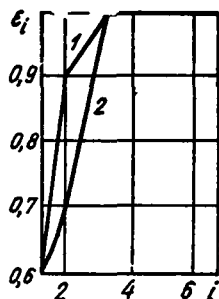


Рис. 2.1. Поправочный коэффициент, учитывающий изменение теплоотдачи в начальных рядах труб: 1 — коридорный пучок; 2 — шахматный пучок.

При продольном обтекании пучков из труб с продольным оребрением для $Re = 2 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$ используется формулой

$$Nu = 0,0332 Re^{0,75} Pr^{0,33} f(n_p/b_2); \quad (2.16)$$

$$f(n_p/b) = 0,2 + 6 [(n_p/b_2)^2 + 6],$$

где $b_2 = \left(\frac{\pi D_p}{n_p} - \delta_2 \right)$ — ширина зазора между вершинами ребер;

n_p — число ребер; δ_2 — толщина ребер у вершины; D_p — диаметр оребренной трубы по внешней образующей ребра; h_p — высота ребра.

! В случае продольного обтекания трубы с продольным перфорированным оребрением используется уравнение

$$Nu = 0,045 Re^{0,8} (a/b)^{-0,2}, \quad (2.17)$$

при $Re = 3 \cdot 10^3 \div 1,5 \cdot 10^4$; $l_p/h_p = 0,85 \div 0,9$; $a = 5 \div 20$ мм; $b = 1 \div 1,5$ мм, где h_p — высота ребра, мм; l_p — высота прорези, мм; a — расстояние между прорезями, мм; b — ширина прорези, мм.

2.3. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ

На поверхности, температура которой ниже температуры насыщения, возможны два вида конденсации пара: капельная, если конденсат не смачивает поверхность, и пленочная, если конденсат смачивает поверхность.

При пленочной конденсации сухого насыщенного пара на вертикальных трубах и стенках без учета влияния скорости можно пользоваться уравнением Нуссельта:

$$\alpha = 1,34 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{\mu \Delta t H} \right)^{0,25}. \quad (2.18)$$

Для более точных расчетов значения λ , ρ , μ берут при температуре пленки $t_{пл} = (t_c + t_n)/2$; r — скрытая теплота преобразования определяется по температуре стенки.

Можно использовать более точные формулы. Для этого необходимо определить число Григуля

$$Z = \left(\frac{g}{v^2} \right)^{1/2} \frac{\lambda}{r \rho v} H (t_n - t_c).$$

При $Z < 2300$ имеет место ламинарный режим течения. В этом случае определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 3,8 \frac{A_1^{0,75}}{A_4} \frac{1}{[H (t_n - t_c)]^{0,22}}, \quad (2.19)$$

где

$$A_1 = \left(\frac{g}{v} \right)^{1/2} \frac{\lambda}{r \rho v}; \quad A_4 = \frac{4}{r \rho v}.$$

Для $Z > 2300$ в случае пленочной и смешанной конденсации

$$\alpha = \frac{Re}{\Delta t H A_4}, \quad (2.20)$$

где $Re = [253 + 0,069 (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \cdot Pr_{ж}^{0,5} (Z - 2300)^{1/4}]$.

При значениях $W''\rho'' > 1$ необходимо учитывать влияние скорости движения пара на теплопередачу. Для этого используем

$$\alpha/\alpha_n = 28,3 \Pi_D^{0,08} Nu_n^{-0,58}, \quad (2.21)$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи, подсчитываемый для неподвижного пара по уравнению

$$\alpha_n = 0,72A \left(\frac{\lambda_k^3 \rho_k^2 r}{\kappa \theta_{пл} L_0} \right),$$

где $\theta_{пл} = t_n - t_c$; L_0 — характерный размер (для горизонтальных труб $L_0 = d$, для вертикальных $L_0 = H$); коэффициент $A = 1$ для горизонтальных труб; $A = 1,57$ — для вертикальных;

$$\Pi_D = \frac{W''^2 \rho_n \alpha_n}{g \lambda_n \rho_k}; \quad Nu = \frac{\alpha_n L_0}{\lambda_k}.$$

Формула (2.21) применима при давлении водяного пара $0,05 \div 10^4$ Па; температурном напоре до 20°C ; $\Pi_D \leq 800$ для области $500 \leq Re \leq 6 \cdot 10^3$. Для области $46 \leq Re \leq 804$ и температуре $25 \div 80^\circ\text{C}$ предлагается выражение

$$\alpha/\alpha_n = 1 + 9,5 \cdot 10^{-3} Re_n^{11,8\sqrt{Nu_n}}. \quad (2.22)$$

При конденсации перегретого пара и небольших температурах перегрева коэффициент теплоотдачи вычисляют по этим же формулам, но вместо r подставляют величину $i = r + c_p(t_n - t_n)$. Средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации чистого медленно движущегося водяного пара на вертикальных трубах, когда $\rho'' (W'')^2 < 30$ и $Re < 100$, определим по формуле

$$\alpha = 1,13A \left(\frac{1}{L(t_n - t_c)} \right)^{0,25} \epsilon_r, \quad (2.23)$$

где

$$A = \left[3600 \frac{\lambda_n^3 \rho_n (\rho_n - \rho)}{\mu_n} \right]^{0,25};$$

ϵ_r — поправочный коэффициент на шероховатость, загрязнения внешней поверхности труб; для чистых латунных и труб из нержавеющей стали $\epsilon_r = 1$; для цельнотянутых труб $\epsilon_r = 0,85$; для сильно окисленных шероховатых поверхностей $\epsilon_r = 0,85$. При движении пара со скоростью $\rho'' (W'')^2 > 30$ и $Re > 100$ предлагается формула

$$\alpha = B \frac{0,16 (Pr_k)^{0,33} Re_k}{Re_k - 100 + 63 (Pr_k)^{0,33}} \left[1 + 0,013 \left(\frac{\rho''}{\rho_k} \right) \frac{W''}{(g \nu_k)^{0,33}} \right], \quad (2.24)$$

здесь $B = \lambda_k \left(\frac{g}{\lambda_k^2} \right)^{0,33}$.

В случае пленочной конденсации неподвижного или медленно движущегося водяного пара на поверхности горизонтального пучка труб при $\rho'' (W'')^2 < 30$ и $Re_k \leq 50$ коэффициент теплоотдачи

для верхнего ряда

$$\alpha_0 = 0,725 A \left[\frac{1}{d_n (t_s - t_0)} \right], \quad (2.25)$$

для пучка с числом рядов n $\alpha = \alpha_0 (1/n)^{0,25}$. С учетом скорости движущегося сверху вниз пара при $400 \leq \rho'' (W'')^2 \leq 6000$

$$\alpha_1 = 30 \Pi_1^{0,08} \Pi_2^{-0,125} \alpha_0, \quad (2.26)$$

где

$$\Pi_1 = \frac{\rho'' (W'')^2}{\alpha_{ng} \rho_n}; \quad \Pi_2 = \frac{3600 r d_n^3 \rho_n}{\lambda_{nk} (t_s - t_0)};$$

W'' — скорость пара в узком сечении первого ряда труб. При конденсации пара внутри горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\begin{aligned} \overline{Nu} = c Re_0^{0,6} Pr^{0,43} \frac{1}{2} \left[\sqrt{1 + x_1 \left(\frac{\rho_{пл}}{\rho_v} - 1 \right)} + \right. \\ \left. + \sqrt{1 + x_2 \left(\frac{\rho_{пл}}{\rho_v} - 1 \right)} \right], \end{aligned} \quad (2.27)$$

где $Re_0 = \frac{4G}{3600 \pi d_n \rho_{пл} v_{пл}}$; x_1, x_2 — массовые паросодержания потока на входе и выходе из трубы, кг/кг; c — эмпирический коэффициент, равный 0,024 для стальной трубы и 0,032 — для медных и латунных труб.

Формула справедлива для $0,86 \leq Pr \leq 0,96$; $5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ в области давлений от 1,2 до 9 МПа и тепловых потоках от $1,4 \cdot 10^5$ до $1,35 \cdot 10^6$ Вт/(м² · ч). При конденсации в изогнутых трубах в формулу (2.27) необходимо ввести поправку:

$$\varepsilon_{изг} = 1 + 1,8 \frac{d_s}{R}. \quad (2.28)$$

В случае конденсации в вертикальной трубе коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения

$$\alpha = 0,1 \frac{\lambda_{пл} g}{W_0^2} \sqrt{7 A^{1,7} + 0,2 A^{2,8}}, \quad (2.29)$$

где

$$A = \frac{W_0^2}{(q_{v_{пл}})^{2/3}} \left(\frac{Pr_{пл}}{Pr_n} \right); \quad W_0 = \frac{4gl}{3600 r \rho_{пл} d_b}.$$

Уравнение (2.29) справедливо при $0,6 \leq A \leq 4 \cdot 10^3$, $10 \leq q \leq 8 \cdot 10^5$; $10 \leq d \leq 20$; $1 \leq l \leq 7$; $0,1 \leq P \leq 9$.

Теплоотдача на погруженных поверхностях при развитом кипении не зависит от ориентации поверхностей и описывается уравнением

$$Nu_{ж} = c Re_{ж}^n Pr_{ж}^{1/4}, \quad (2.30)$$

для $Re_{ж} \leq 0,01$ $c = 0,0625$, $n = 0,5$; для $Re_{ж} \geq 0,01$ $c = 0,125$, $n = 0,65$.

Уравнение (2.30) справедливо при $10^{-3} < Re < 10^4$; $0,86 < Pr_{ж} < 7,6$; $W < 7$ м/с.

Здесь

$$Re_{ж} = \frac{W_{ж} l_{ж}}{\nu_{ж}}; Pr_{ж} = \frac{\nu_{ж}}{a_{ж}}; Nu_{ж} = \frac{\alpha_{ж} l_{ж}}{\lambda_{ж}};$$

$$l_{ж} = \frac{1}{2} R_{ж} l_a; R_{ж} = \frac{2\sigma t_{н}}{r\rho(t_c - t_{н})}; l_a = \frac{c_p \Delta t \rho_{ж}}{r \rho_n}; W_{ж} = \frac{Q}{r \rho_n F}.$$

Рассчитывая коэффициент теплоотдачи двухфазного потока в трубах и каналах, необходимо зону кипящего экономайзера разделить на участки: неразвитого кипения $x_{н.к} < x < x_{р.к}$ и развитого $x_{р.к} < x < 1$.

При этом в диапазоне изменения параметров $2,9 < P < 19,6$ МПа; $1000 < \rho W < 5500$ кг/м²; $0,7 < q < 1,7$ МВт/м², найдем

$$x_{р.к} = -140 \left(\frac{q}{r \rho W} \right)^{1,1} \left(\frac{W d}{\nu'} \right)^{0,2} \left(\frac{\rho'}{\rho} \right)^{-0,2};$$

$$x_{н.к} = - \frac{qc_p}{\alpha_{н.к}},$$

где $\alpha_{н.к}$ — коэффициент теплоотдачи при течении однофазной среды со скоростью циркуляции.

Коэффициент теплоотдачи в зоне неразвитого кипения рассчитывается как

$$\alpha_{н.к} = \alpha_{ж} + \left[\frac{q}{\frac{q}{\alpha_{ж}} - \frac{x_{р.к}}{c_p}} - \alpha_{ж} \right] \left[\frac{x - x_{н.к}}{x_{р.к} - x_{н.к}} \right]. \quad (2.30)$$

Коэффициент теплоотдачи в зоне развитого кипения рассчитывается по формуле

$$\alpha_{р.к} = \sqrt{\alpha_{ж} + 0,5 \alpha_0^2 \left[1 + 7 \cdot 10^{-9} \left(\frac{r W_{см} \rho'}{q} \right)^{1/2} \right]}, \quad (2.31)$$

где

$\alpha_0 = 4,34 q^{0,7} (P^{0,4} + 1,37 \cdot 10^{-2} P^2)$ — коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме;

$W_{см} = \frac{\rho W (1 - x)}{\rho'} + \frac{\rho W x}{\rho''}$ — скорость пароводяной смеси.

2.4. КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ПРИ ТЕЧЕНИИ В ТРУБАХ И КАНАЛАХ

При ламинарном режиме течения вязкой жидкости в гладких трубах коэффициент сопротивления

$$\lambda = 64/Re. \quad (2.31)$$

В области до $Re = 10^5$ универсальный закон Прандтля для гладких труб хорошо согласуется с эмпирическим законом Блазиуса

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}. \quad (2.32)$$

Закон сопротивления при полном проявлении шероховатости имеет вид

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{R}{k_m} + 1,74\right)^2}, \quad (2.33)$$

где R — радиус трубы; k_m — высота микрошероховатости.

Коэффициент сопротивления трения шероховатых труб определяется из уравнения

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{k_m}{d_0} + \frac{100}{Re}\right)^{0,25}, \quad (2.34)$$

при $Re \geq 4 \cdot 10^3$ и $k_m/d_0 = 0,08 \cdot 10^{-3} \div 12,5 \cdot 10^{-3}$; для цельнотянутых труб из нержавеющей стали $k_m = 0,01 \cdot 10^{-3}$ м; для труб из углеродистой стали $k_m = 0,08 \cdot 10^{-3}$ м.

Коэффициент сопротивления трения технически гладких труб при $10^4 < Re < 10^6$

$$\lambda_0 = \frac{1}{(1,81 \lg Re - 1,64)^2}. \quad (2.35)$$

Коэффициент сопротивления трения гладкотрубных пучков с симметрично расположенными трубами при продольном обтекании турбулентным потоком при $1 < S/d < 10$ и $2 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^5$ в треугольной и квадратной решетках аппроксимируется формулой

$$\lambda_n = 0,6 \left[1 + \left(\frac{S}{d} - 1\right)^{0,2}\right] \lambda_0. \quad (2.36)$$

Коэффициент сопротивления трения гладкотрубных пучков коридорных при поперечном обтекании описывается соотношением

$$\lambda = 0,53 \left(\frac{\psi - 0,8}{\psi - 1}\right) i Re^{-0,133}, \quad (2.37)$$

где $\psi = S/d$; i — число рядов труб по потоку.

Коэффициент сопротивления трения для шахматных пучков при поперечном обтекании и $6 \cdot 10^3 < Re \leq 6 \cdot 10^4$ определяется как

$$\lambda = 2,8 (i + 1) Re^{-0,25}, \quad (2.38)$$

если

$$A = \frac{\psi_2 - 1}{\psi_2 (\psi_1 - 1)} \leq 0,53,$$

где

$\psi_1 = \frac{S_1}{d_n}$; $\psi_2 = \frac{S_2}{d_n}$; $Re = \frac{W d_n}{\nu}$; W — скорость потока в узком месте рассматриваемого участка.

$$\lambda = 3,86 (i + 1) \sqrt{A} Re^{-0,25}, \quad (2.39)$$

когда $A > 0,53$.

Коэффициент сопротивления трения пучков труб с продольными ребрами при продольном обтекании определяется как

$$\lambda = \lambda_0 f\left(\frac{h_p}{b_1}\right), \quad (2.40)$$

где λ_0 определяется по формуле (2.34);

$f\left(\frac{h_p}{b_s}\right) = 0,15 + 9/[(h_p/b_s)^2 + 9]$; h_p — высота ребра; $b_s = (\pi D_p / n_p - \delta_s)$, где D_p — диаметр вершин ребер; n_p — число ребер; δ_s — толщина ребер у вершины.

Коэффициенты сопротивления трения при конденсации пара в трубе определяются:

при $Re \leq 7 \cdot 10^4$

$$\lambda = c_1 \lambda_0 Re_0^{0,35} \left(\frac{\rho_{пл}^{вх}}{\rho_n^{вх}} \right)^{0,1} \left(\frac{l}{d_s} \right)^{0,15} + \frac{2(x_{вх} - x_{вых})}{(l/d_s)}; \quad (2.41)$$

$$Re_0 = \frac{W_0 d_s}{\nu_{пл}^{вх}};$$

при $Re > 7 \cdot 10^4$

$$\lambda = c_2 \lambda_0 Re_0^{0,35} \left(\frac{\rho_{пл}^{вх}}{\rho_n^{вх}} \right)^{0,1} \left(\frac{l}{d_s} \right) + \frac{2(x_{вх} - x_{вых})}{(l/d_s)}; \quad (2.42)$$

если на входе $x_{вх} = 1$, то $c_1 = 0,0091$ и $c_2 = 0,45$; если $0,86 > x_{вх} > 0,26$, то $c_1 = 0,0121$ и $c_2 = 0,60$.

Потери на трение при гомогенной модели двухфазного потока определяются как

$$\Delta P = \lambda_0 \frac{\rho' W_0^2}{2} \frac{l}{d} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (2.43)$$

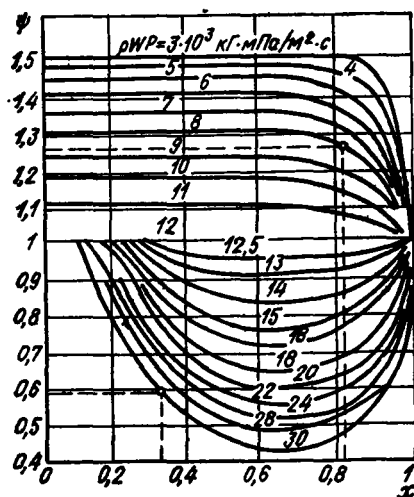


Рис. 2.2. Номограмма для определения коэффициента ϕ при расчете потерь на трение при движении двухфазного потока в необогреваемой трубе

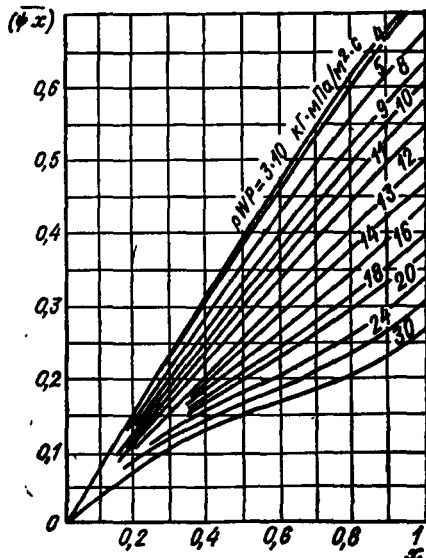


Рис. 2.3. Номограмма для определения комплекса $(\overline{\phi} x)$ при давлении в канале более 18 МПа

где λ_0 — коэффициент сопротивления трения при течении однофазного потока в трубе; W_0 — скорость циркуляции; ρ', ρ'' — плотности жидкой и паровой фазы; x — весовое паросодержание; l — длина канала; d — диаметр канала.

Потери на трение при течении двухфазного потока определяют на основании гомогенной модели с поправкой на негомогенность

$$\Delta P = \lambda_0 \frac{\rho' W_0^2}{2} \frac{l}{d} \left[1 + \psi x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (2.44)$$

Здесь ψ — коэффициент, учитывающий влияние структуры потока.

При постоянном паросодержании коэффициент ψ определяется по графику (рис. 2.2), в зависимости от x — по параметру $\rho W P$.

В случае переменного по длине трубы паросодержания определяется среднее значение $(\bar{\psi x})$ как

$$(\bar{\psi x}) = \frac{(\psi x)_K x_K - (\psi x)_H x_H}{x_K - x_H},$$

где $(\bar{\psi x})$ и (ψx) находим по графику (рис. 2.3) в зависимости от x — по параметру $\rho W P$.

Для расчета потерь на трение в формулу (2.44) вместо комплекса ψx подставляем комплекс $(\bar{\psi x})$.

2.5. КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений зависят исключительно от конструктивных особенностей теплообменного аппарата и его фасонных частей.

Рассмотрим местные сопротивления, возникающие по пути движения потока жидкости в трубной системе и пара в межтрубном пространстве и попытаемся разделить их на отдельные группы.

Местные сопротивления в водяных камерах, возникающие при внезапном изменении сечения (внезапном расширении — при истечении основного конденсата из патрубка в водяную камеру, внезапном сужении — движении конденсата из камеры в отводящий патрубок, рис. 2.4), определяются в зависимости от отношения площадей проходных сечений.

Поворот с ударом во входной или выходной камерах оценивается как $\xi_m = 1,5$.

Поворот на 180° при истечении из одного ряда труб в другой через промежуточную камеру равен $\xi_m = 2,5$.

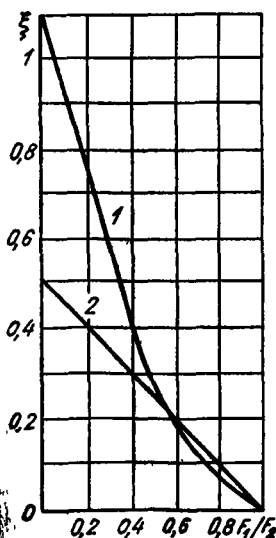


Рис. 2.4. Коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения:

1 — сопротивление выхода; 2 — сопротивление входа; F_1 — меньшее сечение; F_2 — большее сечение

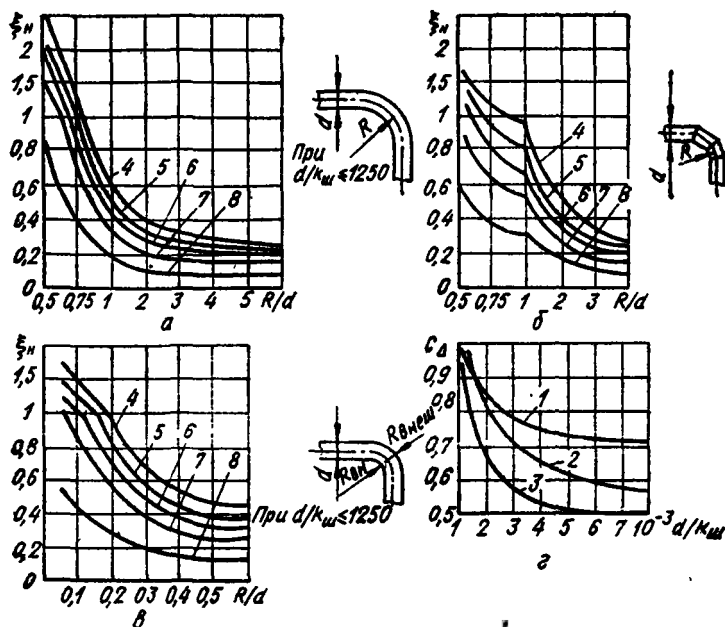


Рис. 2.5. Коэффициенты сопротивления гибов и колен $\xi = c_{\Delta} \xi_H$:

α — гобы; δ — сварные колена; α — колено; α — поправка на степень шероховатости меньше принятой; 1 — для колен; 2 — для крутоизогнутых гбов $R/d = 1,5$; 3 — для плавных гбов; 4 — $\alpha = 180^\circ$; 5 — $\alpha = 120^\circ$; 6 — $\alpha = 90^\circ$; 7 — $\alpha = 60^\circ$; 8 — $\alpha = 30^\circ$.

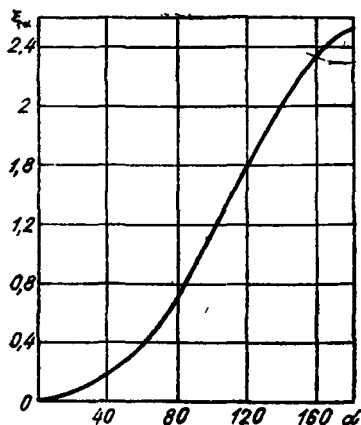


Рис. 2.6. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от угла поворота

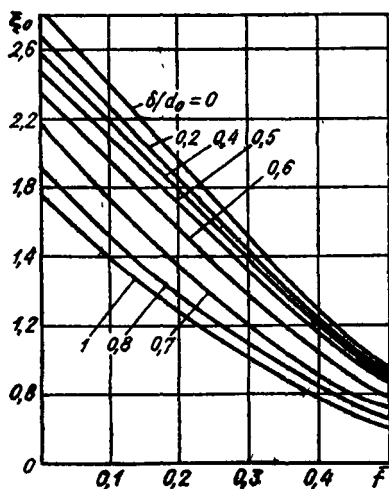


Рис. 2.7. Зависимость ξ_0 от коэффициента живого сечения дырчатого листа при различных δ/d_0

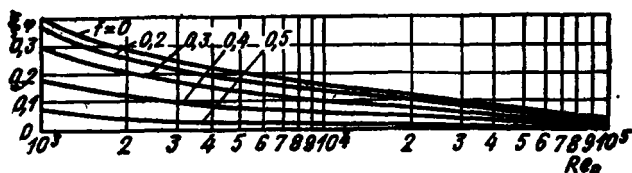


Рис. 2.8. Зависимость ξ_0 от числа Re_0 для различных коэффициентов живого сечения дырчатого листа

Вход пара в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку — $\xi_m = 1,5$.

Поворот на 180° в U-образных трубах — $\xi_m = 0,5$.

Поворот парового потока на 180° через перегородку в межтрубном пространстве — $\xi_m = 1,5$.

Вход в канал с прямыми кромками заподлицо со стенкой — $\xi_m = 0,5$.

Вход в канал через решетку или одно боковое отверстие с острыми кромками — $\xi_m = \left(1,707 \frac{F}{F_1} - 1\right)^2$, где F — сечение основного канала; F_1 — сечение решетки или отверстия.

Выход из канала через решетку или боковое отверстие —

$$\xi_m = \left(\frac{F}{F_1} + 0,707 \frac{F}{F_1} \sqrt{1 - \frac{F_1}{F}}\right)^2. \quad (2.43)$$

Истечение через решётку или диафрагму внутри канала

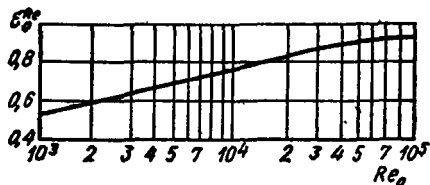


Рис. 2.9. Зависимость коэффициента ξ_0 от числа Re_0

$$\xi_m = \left(\frac{F}{F_1} + 0,707 \times \frac{F}{F_1} \sqrt{1 - \frac{F_1}{F}} - 1\right)^2. \quad (2.44)$$

Коэффициент сопротивления выхода потока из труб в коллектор

$$\xi_m = 1,1 + 0,9n^2 \left(\frac{d_n}{d_{кол}}\right)^4, \quad (2.45)$$

где n — количество подводящих труб; d_n — внутренний диаметр труб; $d_{кол}$ — внутренний диаметр коллектора.

В собирающем коллекторе с торцевым отводом сопротивление выхода

$$\xi_m = 0,5 + \left[1 - \left(\frac{d_n}{d_{кол}}\right)^2\right]. \quad (2.46)$$

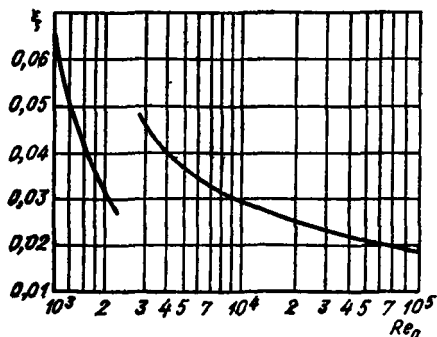


Рис. 2.10. Зависимость коэффициента трения ξ от числа Re_0

Коэффициенты сопротивления гибов и колен в зависимости от отношения радиусагиба к диаметру трубы показаны на рис. 2.5.

Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от угла поворота потока показана на рис. 2.6. Необходимо иметь в виду, что с учетом поправочного коэффициента на основании опытных данных значение ξ_{165} следует принимать равным $0,6\xi_{\alpha}$.

Коэффициент гидравлического сопротивления жалюзи для всех СПП следует принимать $\xi_{ж} = 10$.

Коэффициент гидравлического сопротивления дырчатого листа определяется так:

при $Re \geq 10^5$

$$\xi_{д.л} = \xi_0 + \xi \frac{\delta}{d_0}, \quad (2.47)$$

где ξ_0 в функции от $\bar{f}$ по параметру δ/d_0 находим по рис. 2.7;

при $Re < 10^5$

$$\xi_{д.л} = \xi_0 + e_0^{-Re_0} \xi_0 + \xi \delta/d_0, \quad (2.48)$$

зависимости $\xi_0 = f(\bar{f}, Re)$; $e_0^{-Re_0} = f(Re_0)$; $\xi = f(Re)$ показаны на рис. 2.8—2.10.

В случае, если при составлении цепочки расчета суммарного гидравлического сопротивления канала не обнаружен необходимый коэффициент местного сопротивления, можно обратиться к [8].

Глава 3. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Основной особенностью теплообменных аппаратов этой группы является то, что в качестве греющей среды используется пар из отборов турбины, конденсирующейся на трубных пучках подогревателей. Пар, поступающий на трубный пучок подогревателя, в зависимости от места отбора может быть перегретым, близким к состоянию насыщения или влажным.

Поскольку процессы теплообмена в перегретом, насыщенном или влажном паре и в воде описываются существенно различными уравнениями, то для достоверного определения требуемой поверхности нагрева необходимо обеспечить разделение зон, в которых перенос тепла от греющего теплоносителя к трубному пучку описывается однозначно. Это обстоятельство существенно сказывается на конструктивном решении теплообменных аппаратов системы регенеративного подогрева и обуславливает их выполнение как сложных комбинированных аппаратов с выделением: зоны охлаждения перегретого пара (ОП), зоны конденсации пара (КП) и зоны охлаждения конденсата (ОК).

Включенные в последовательную цепочку подогрева питательной воды, эти аппараты по стороне греющего теплоносителя работают в широком диапазоне изменения давлений и температур, что делает неизбежным их выполнение с существенными конструктивными и компоновочными различиями.

Одновременно по стороне нагреваемой среды из условий технологии подготовки воды все аппараты по уровню давления в трубной системе подразделяются на две группы — подогреватели высокого давления (ПВД) и подогреватели низкого давления (ПНД).

Отраслевыми стандартами предусматривается максимальное рабочее давление греющего пара в ПНД до 0,9 мПа, в ПВД — 6,6 мПа; питательной воды в ПНД до 3,4 мПа, в ПВД — 38 мПа. Существенный диапазон изменения давлений по водяной стороне в ПВД и ПНД также наложил свой отпечаток на конструктивное решение аппаратов.

ПВД аппараты коллекторного типа вертикальные, с поверхностью теплообмена из плоских спиральноповидных труб, присоединенных к вертикальным коллекторам, включающим зоны охлаждения пара, конденсации пара и охлаждения конденсата.

ПНД аппараты камерного типа вертикальные и горизонтальные, с поверхностью теплообмена из гладких труб, предпочтительно U-образных, концы которых развальцованы в трубной доске.

3.1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПВД И ПНД

Подогреватели низкого давления, работающие под вакуумом, с целью снижения парового сопротивления в зоне КП рекомендуется выполнять по схеме с прямоточным движением пара. При этом

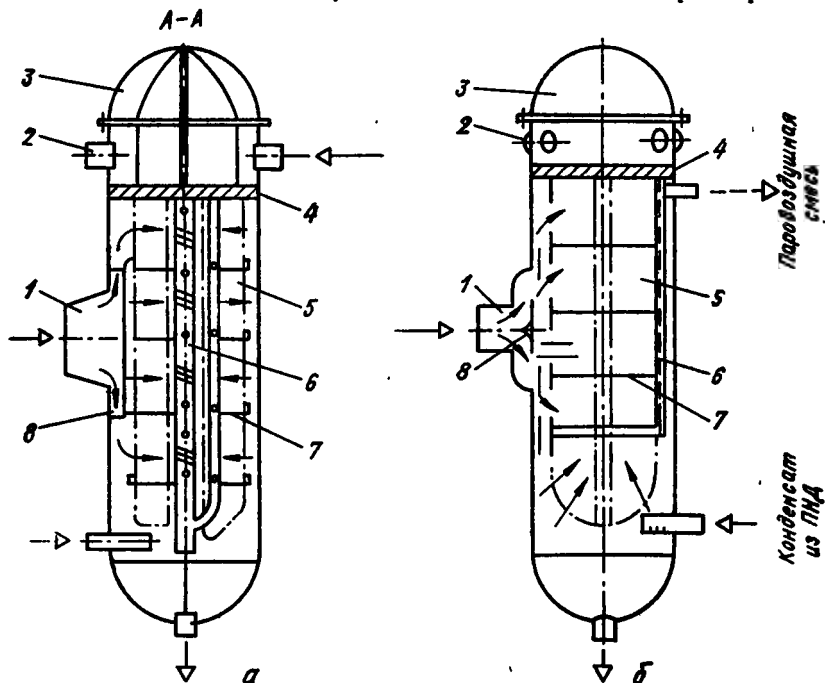


Рис. 3.1. Схемы подогревателя низкого давления, работающего под вакуумом (а, б): 1 — патрубок подвода пара; 2 — патрубки питательной воды; 3 — крышка водяной камеры; 4 — трубная доска; 5 — трубный пучок; 6 — воздухоотсасывающая труба; 7 — промежуточная перегородка; 8 — паростойный щиток.

воздухоотсасывающее устройство размещается по всей высоте трубного пучка и может быть как центральное, так и боковое (рис. 3.1). Для организации равномерного распределения парового потока на трубный пучок между корпусом и трубной системой устанавливается кожух с распределительными окнами.

Прямоточная схема течения пара позволяет сделать разделительные перегородки по всему сечению трубного пучка на близком расстоянии друг от друга, что существенно повышает жесткость трубной системы.

Отвод конденсата греющего пара с разделительных перегородок осуществляется через отверстия в трубах каркаса.

Подогреватели низкого давления, работающие на насыщенном паре при давлении выше атмосферного, целесообразно выполнять с опускным движением пара в зоне КП (рис. 3.2) при продольно-поперечном омывании трубного пучка. Воздухоотсасывающее устройство в этом случае следует выполнять в виде кольцевой перфорированной трубы и размещать ее в нижней части корпуса. В таких подогревателях на уровне нижней разделительной перегородки устанавливается гидрозатвор, чтобы исключить протечку пара к воздухоотсасывающему устройству.

Уровень конденсата должен быть ниже воздухоотсасывающей трубы.

Для повышения жесткости трубной системы аппарата и организации течения греющего пара на трубном пучке необходимо выполнение каркаса и кожуха. На рис. 3.3 показан пример выполнения каркаса и кожуха зоны КП аппарата с перекрестноточной схемой течения и нижним расположением воздухоотсасывающей трубы. Каркас образован разделительными перегородками 1, приваренными к каркасным трубам 2, которые являются продолжением змеевиков связей в водяной камере. Каркас включает также и периферийные швеллерные стойки 3, предназначенные для формирования

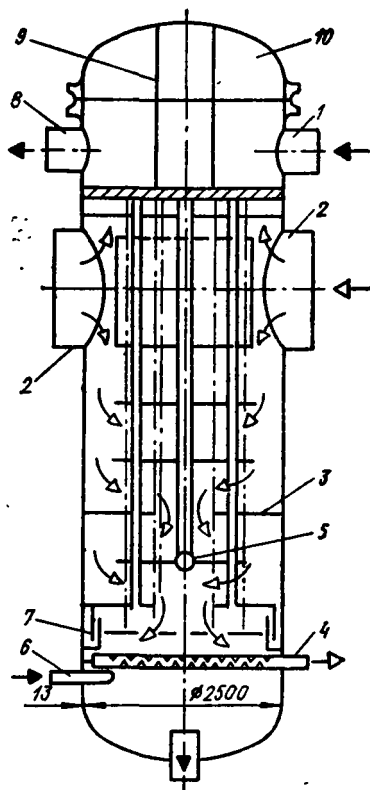


Рис. 3.2. Схема подогревателя низкого давления, работающего при давлении выше атмосферного:

1 — патрубки входа питательной воды; 2 — патрубок подвода пара; 3 — разделительные перегородки; 4 — воздухоотсасывающее устройство; 5 — каркасная труба со сливными окнами; 6 — подвод конденсата из предшествующего аппарата; 7 — патрубок выхода питательной воды; 8 — перегородки водяной камеры; 9 — крышка водяной камеры; 10 — гидрозатвор паровой зоны.

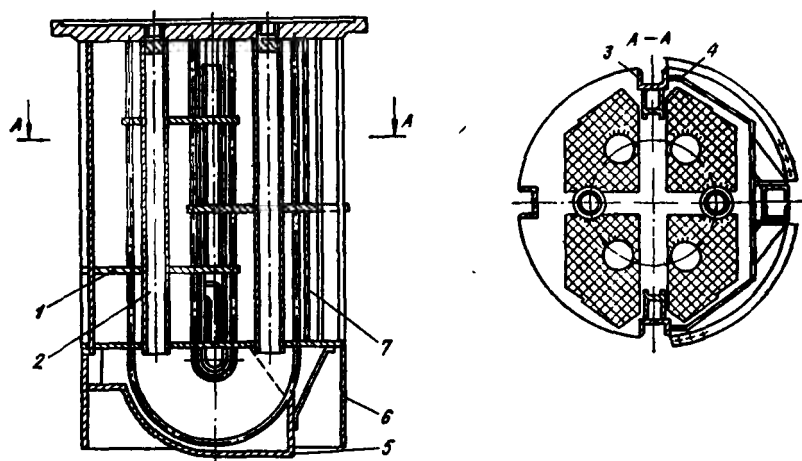


Рис. 3.3. Схема выполнения каркаса и кожуха трубной системы аппарата без зоны ОП и ОК:

1 — разделительная перегородка; 2 — труба каркасной системы; 3 — швеллерные стойки каркаса и кожуха; 4 — дырчатый лист кожуха трубной системы; 5 — поддон кожуха; 6 — юбка кожуха (элемент гидрозатвора); 7 — дырчатый лист кожуха (подвод сброса конденсата от вышестоящего аппарата)

кожуха. При перекрестноточной схеме течения греющего пара кожух выполняется в форме дырчатого листа 4 только со стороны первого хода. В остальной части кожух исключает утечку пара из трубного пучка. Нижняя часть кожуха выполнена в форме поддона 5, предназначенного для организации течения конденсата греющего пара.

При нижнем положении воздухоотсасывающего устройства юбка кожуха 6 играет роль гидравлического затвора, чтобы исключить прямой доступ пара к воздухоотсасывающей трубе.

В случае сброса в объем аппарата греющего пара из вышестоящего аппарата в кожухе устанавливается еще один дырчатый лист 7 в зоне сброса конденсата, обеспечивающий его поступление на нижнюю часть трубного пучка.

Аппараты, работающие при давлении выше атмосферного, могут иметь встроенную в общий корпус зону ОП. Ее целесообразно проектировать на полный пропуск всего расхода питательной воды, так как это позволит сократить потребную поверхность зоны ОП за счет повышения температурного напора. Наиболее конструктивным решением ПНД с встроенной зоной ОП оказываются аппараты с нижним подводом греющего пара (рис. 3.4), поскольку в этом случае в зоне КП осуществляется опускное поперечноточное движение пара.

Зона ОП занимает центральную часть трубного пучка. Наличие кожуха зоны ОП в центре делает достаточно жестким каркас трубной системы, так что можно обойтись без каркасных труб. Жесткость каркаса повышается периферийными швеллерными стойками, несущими кожух зоны ОП.

В целях улучшения натекания парового потока на трубный пучок за паровпускным патрубком устанавливается направляющая

решетка. Кожух зоны двухстенный: внешний — силовой, внутренний — экранирующий.

Кожух в корпусе аппарата фиксируется отжимными винтами. Соединительный узел кожуха и паропровода греющего пара обеспечивает плотность соединения.

Выполнение встроенной зоны ОК в подогревателях с U-образными трубками затруднено, так как в этом случае необходимо гибки трубок, относящихся к зоне ОК, размещать ниже уровня конденсата в аппарате, чтобы обеспечить подъемное движение конденсата греющего пара через зону. Поэтому в аппаратах большой тепловой производительности предпочитают выполнять выносную зону ОК в форме протрубного теплообменника горизонтального типа с передней и задней водяными камерами.

Водяные камеры подогревателей низкого давления в зависимости от избыточного давления питательной воды во внутренней полости камеры ужесточаются анкерными болтами, экранированными от контакта с водой вварными гильзами. Организация числа ходов более двух при U-образных трубках осуществляется разделительными перегородками. Для обеспечения равномерного распределения воды по трубкам на расстоянии примерно $100 \div 150$ мм от трубной доски устанавливается выравнивающая решетка (рис. 3.5).

Практически все конструкции ПВД относятся к коллекторному типу. Трубная система этих теплообменников представляет собой пакеты змеевиков в форме одно- или двухплоскостных спирально-витых труб, присоединенных к раздающим и собирающим коллекторам. Каждый пакет змеевиков представляет собой отдельный модульный элемент. Различают аппараты с четырьмя и шестью коллекторами и пакетами спиральных труб.

ПВД выполняются с встроенными ОП и ОК. Для этого часть спиралей в верхней и нижней зонах заключается в герметичные кожухи для организации условий течения и теплообмена. В межтрубном пространстве зон организуется многоходовое движение греющей среды (рис. 3.6).

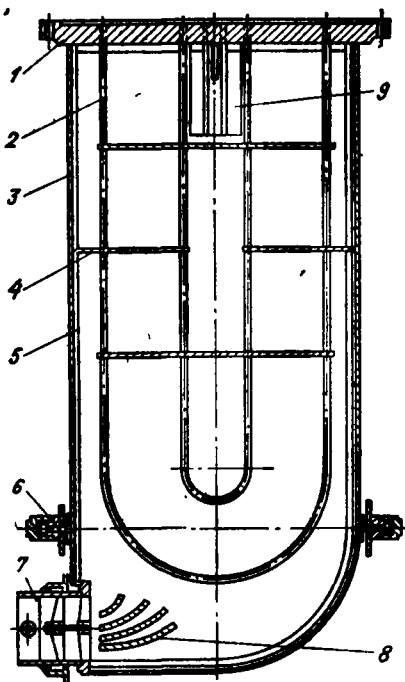


Рис. 3.4. Схема каркаса и кожуха зоны ОП аппарата, работающего под давлением выше атмосферного:

1 — трубная доска; 2 — U-образная труба трубной системы; 3 — силовой кожух зоны ОП; 4 — разделительные перегородки; 5 — экранирующий кожух зоны ОП; 6 — отжимное устройство фиксации и жесткости силового кожуха в корпусе; 7 — паропроводящее устройство греющего пара; 8 — направляющий аппарат; 9 — паровыпускное окно из зоны ОП.

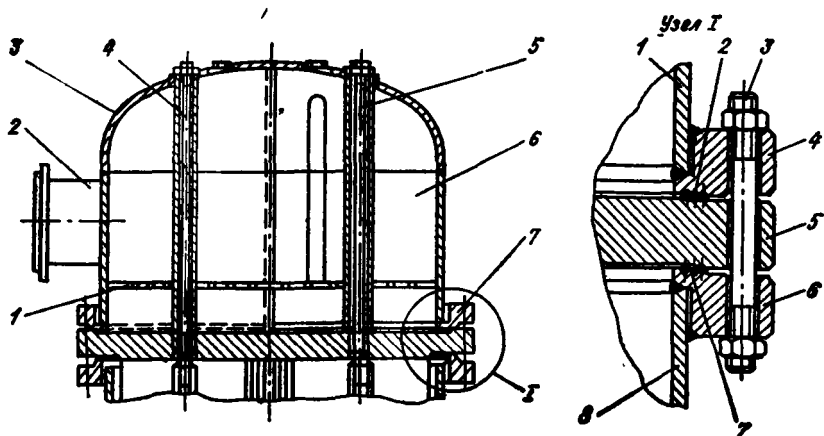


Рис. 3.5. Водная камера подогревателя с U-образными трубками:

1 — выравнивающая решетка; 2 — патрубок подвода основного конденсата; 3 — корпус водной камеры; 4 — анкерная связь; 5 — экраняющая труба анкерной связи; 6 — разделительная перегородка; 7 — фланец горизонтального разъема; 1 — узел соединения водной камеры с трубной доской и корпусом аппарата; 1 — корпус водной камеры; 2 — уплотнение по водной стороне; 3 — стяжная шпилька; 4 — фланец водной камеры; 5 — трубная доска; 6 — фланец корпуса подогревателя; 7 — уплотнение по паровой стороне; 8 — корпус подогревателя

В современных ПВД подвод и отвод питательной воды в коллекторах осуществляется через нижнее днище. Поэтому при разборке аппарата нет необходимости отсоединять питательные трубопроводы от аппарата.

Все потоки питательной воды собираются через верхнюю крестовину в центральную трубу, по которой питательная вода через днище выводится из ПВД.

Организация течения питательной воды в трубной системе осуществляется постановкой шайб и заглушек внутри коллекторов.

Для интенсификации теплообмена в зоне КП в некоторых аппаратах применяют наклон змеевиков на $8-10^\circ$.

Предотвращение проскока пара через зону ОК в нижестоящий аппарат гарантируется нижним подводом конденсата греющего пара в кожух зоны ОК.

Существенное влияние на характеристики ПВД оказывает паровое сопротивление зоны ОП, поскольку падение давления за зоной связано с снижением температуры насыщения в зоне КП.

Греющий пар из паропроводов отбора поступает в зону ОП, делает несколько ходов с изменением направления движения и выходит по центральному и периферийным каналам из ОП и поступает в зону КП. Выполняется как верхний, так и нижний подвод пара в подогреватель.

Увеличение числа коллекторов более шести ведет к увеличению центральной части корпуса, не занятой змеевиками.

Высота ПВД ограничивается высотой машинного зала. Ограничение высоты ПВД, а значит, и его коллекторов связано с ограни-

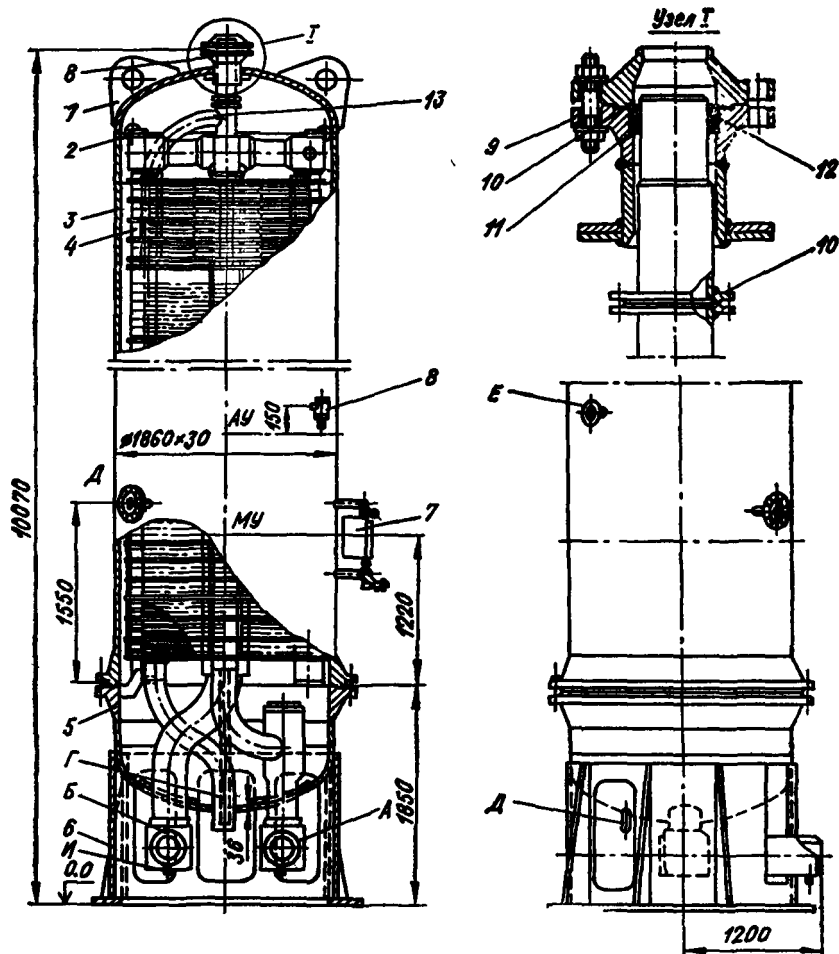


Рис. 3.6. Подогреватель высокого давления типа ПВ-600-380-41:

1 — рым для съема корпуса; 2 — направляющий ролик; 3 — корпус; 4 — трубная система; 5 — нижняя крышка; 6 — опора; 7 — уровень; 8 — конденсатная емкость; 9 — фланец парового патрубка; 10 — поронитовая прокладка; 11 — подкладные кольца; 12 — уплотнительная набанна; 13 — паропроводящая труба. А, Б — вход и выход питательной воды; В — вход греющего пара; Г — выход конденсата греющего пара; Д — выход конденсата греющего пара; Е — впуск конденсата из вышестоящего аппарата

чением числа змеевиков и тем самым проходного сечения и поверхности нагрева.

При разборке ПВД с него снимается корпус и открывается доступ к трубной системе. Плотность фланцев горизонтального разъема ПВД повышается за счет установки мембранного сварного уплотнения.

Для дренирования корпусов зон ОП и ОК предусматривается выполнение 2—3 отверстий диаметром 15—20 мм.

3.2. К ВЫБОРУ СХЕМЫ АППАРАТА СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА

Определив по диаграмме состояние водяного пара, параметры в месте отбора, получаем возможность рассматривать ту или иную схему подогревателя системы регенерации. На рис. 3.7 показана универсальная схема включения зон ОП, КП, и ОК.

Варьируя коэффициентами ϕ и ψ в диапазоне от нуля до единицы, можно получить схемы, исключающие существование зон ОП и ОК.

Коэффициенты ϕ и ψ соответственно означают долю основного конденсата, движущегося через трубный пучок охладителя пара и охладителя конденсата греющего пара.

Схема предполагает полное снятие перегрева в зоне ОП и полную конденсацию в зоне КП.

Для выполнения расчета аппарата должны быть заданы: расход основного конденсата — $G_{ок}$; давление основного конденсата — $P_{ок}$; температура основного конденсата на входе в аппарат — $t_{ок1}$; энтальпия основного конденсата на входе — $i_{ок1}$; температура основного конденсата на выходе — $t_{ок2}$; переохладение конденсата греющего пара (или энтальпия)

$$\Delta t_{гп} = t_{кпн} - t_{ок1}.$$

Составим систему баланса тепла по элементам: зона ОП

$$G_{гп} (i_{п} - i_{п}') = \psi G_{ок} c_{pж} (t_4 - t_2),$$

точка смещения за ОП

$$G_{ок} t_{ок2} = \psi G_{ок} t_4 + (1 - \psi) G_{ок} t_2,$$

зона КП

$$G_{гп} (i_{п}' - i_{кп}') = G_{ок} c_{pж} (t_3 - t_2), \quad (3.1)$$

точка смещения за ОК

$$G_{ок} t_2 = (1 - \phi) G_{ок} t_{ок1} + \phi G_{ок} t_1,$$

зона ОК

$$G_{гп} (i_{кпн} - i_{кпн}') = \phi G_{ок} c_{pж} (t_1 - t_{ок1}).$$

Разрешив систему уравнений относительно неизвестных: t_1, t_2, t_3, t_4 и $G_{гп}$, вычислим тепловую производительность каждой зоны:

$$Q_{оп} = G_{гп} (i_{п} - i_{п}'); \quad (3.2)$$

$$Q_{кп} = G_{ок} c_{pж} (t_2 - t_3); \quad (3.3)$$

$$Q_{ок} = \phi G_{ок} c_{pж} (t_1 - t_{ок1}). \quad (3.4)$$

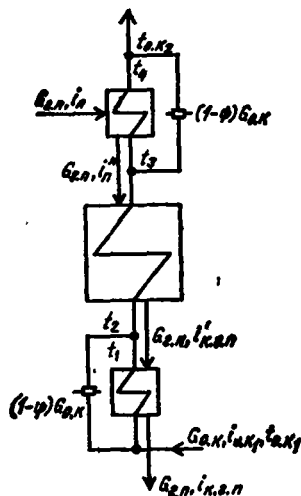


Рис. 3.7. Универсальная схема включения потоков воды и пара в зонах ОП, КП и ОК

Выполнив расчеты для ряда исходных параметров, построим графики из-

менения тепловой производительности зон от исходных параметров и проведем теоретический анализ их влияния на развитие поверхностей нагрева.

3.3. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО. КОНСТРУКТИВНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Тепловому и гидравлическому расчету подогревателей как комбинированных теплообменных аппаратов предшествует предварительная конструктивная проработка. При этом должно быть учтено, что ПВД — аппараты модульной конструкции коллекторного типа, а ПНД — аппараты гладкотрубные, предпочтительно с *U*-образными трубками. Предварительная проработка предполагает: выбор компоновочной схемы аппарата, т. е. расположение зон; определение взаимного направления движения потоков; схемы омыwania трубиного пучка. Как конструктивная проработка, так и тепловой и гидравлические расчеты ведутся при выполнении ограничений на скорости теплоносителей в каналах.

3.3.1. Выбор скорости теплоносителя в канале

При проектировании подогревателей необходимо учитывать возможность эрозионного износа труб от воздействия набегающего парового потока. В условиях поперечного обтекания рекомендуется принимать скорость пара не более, м/с,

$$W = 30 \sqrt{\frac{1}{\rho}}.$$

В случае продольного обтекания пучков труб и в патрубках скорость пара, м/с,

$$W = 80 \sqrt{\frac{1}{\rho}}.$$

где ρ — плотность пара при входных параметрах.

Скорость движения паровоздушной смеси в трубопроводах отсоса рекомендуется принимать в пределах 10—30. Сечение воздухоотсасывающих устройств определяется из условий, что количество отсасываемой смеси составляет не более 0,25 % расхода греющего пара. В воздухоотсасывающих устройствах в виде перфорированной трубы отверстия выполняются размером 5—8 мм. Для равномерности организации отсоса необходимо, чтобы сопротивление трубы было мало по сравнению с сопротивлением отверстий. Это достигается, если суммарное сечение отверстий в 2—3 раза меньше сечения коллектора.

Скорость насыщенного пара с давлением выше атмосферного — 30—50 м/с; с давлением ниже атмосферного — 80—100 м/с; для перегретого пара — 50—60 м/с. Для равномерной раздачи пара по трубному пучку и предотвращения удара парового потока устанавливаются паротбойные щитки-кожухи.

Скорость конденсата пара в сливных патрубках 1,0—1,5 м/с в зависимости от места отвода и местных сопротивлений.

Скорость конденсата при поперечном обтекании трубного пучка конденсатоохладителя 0,5—1,5 м/с.

Диаметры патрубков подвода и отвода питательной воды следует рассчитывать на скорость 2—3 м/с в соответствии с диаметрами подводящих и отводящих трубопроводов.

В целях снижения неравномерности распределения воды по трубкам в камерных подогревателях и предотвращения ударной эрозии рекомендуется устанавливать в водяных камерах на расстоянии 100—500 мм от трубной доски съемную решетку (перфорированный лист) толщиной 4—5 мм с отверстиями диаметром 10 мм и шагом 15 мм.

Скорость потоков воды в трубках определяется из условий эрозионного и коррозионного износа: для стальной углеродистой трубы — 2,5 м/с; для латунных медноникелевых труб — 2 м/с; для стальных нержавеющих труб — 4—5 м/с.

Средняя скорость воды в коллекторах принимается в диапазоне 2—3 м/с. Максимальная скорость во входных и выходных участках коллекторов не более двойной величины средней скорости.

3.3.2. Определение геометрических характеристик трубной доски ПНД

Расчет геометрических характеристик должен выполняться при соблюдении ограничений и прежде всего на скорость теплоносителя для предупреждения эрозионного износа и вибрации трубного пучка.

Диаметр трубок выбирается из номенклатуры тонкостенных труб для подогревателей, а также с учетом опыта проектирования.

В камерных ПНД при заданной с учетом ограничений скорости воды $W_{ок}$ и выбранном диаметре труб $d_{вн}$ число труб в одном ходе определяется из уравнения неразрывности потока

$$n = \frac{4G_{ок}}{\pi d_{вн}^2 \rho_{ок} W_{ок}}, \quad (3.5)$$

где $G_{ок}$ — расход основного конденсата, кг/с; $d_{вн}$ — внутренний диаметр труб, м; $\rho_{ок}$ — плотность основного конденсата при давлении на входе в аппарат, кг/м³; $W_{ок}$ — скорость основного конденсата в трубках, м/с.

Выбрав число ходов z основного конденсата в зоне, можно определить число труб в зоне

$$N = zn.$$

Если подогреватель имеет зоны ОП, КП, ОК, то общее число отверстий в трубной доске

$$N_d = N_{оп} + N_{кп} + N_{ок}.$$

Размещение трубок в трубной доске рекомендуется выполнять по сторонам равностороннего треугольника, что дает равнопроход-

ный шахматный пучок (рис. 3.8). Прочность трубной доски и закрепление в ней достигаются при шаге $S_{тр} = cd_n$, где $c = 1,35-1,5$; d_n — наружный диаметр трубы, м.

Задав шаг отверстий и располагая их числом N_d , вычислим диаметр трубной доски при коэффициенте заполнения, равном единице:

$$D_{тр} = S_{тр} \sqrt{1,33 \frac{N_d}{am} - 1}, \quad (3.6)$$

где a — коэффициент, учитывающий трубки, расположенные в сегментах, образованных окружностью доски и сторонами шестиугольника; m — коэффициент, учитывающий количество труб, исключенных при установке анкерных связей и межходовых перегородок в водяной камере.

Поскольку количество анкерных связей и перегородок еще неизвестно, то в первом приближении принимается $m = 1$.

Найденный диаметр трубной системы с учетом зазора до корпуса и толщиной стенок корпуса сопоставляется с диаметрами подогревателей, спроектированных на подобные условия. Если окажется, что $D_{тр}$ существенно больше диаметров подобных аппаратов и выходит за возможные транспортные габаритные размеры, то это означает необходимость перехода к двухпоточной схеме аппарата.

При этом расход основного конденсата на отдельный аппарат уменьшается в два раза и все вычисления повторяются для нового значения $G_{ок}$.

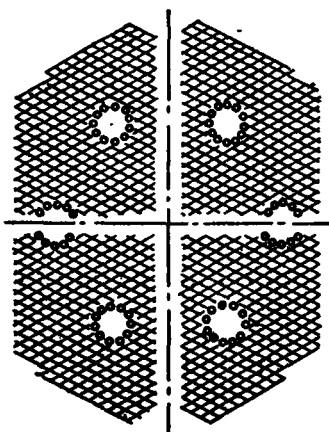


Рис. 3.8. Разбивка трубного пучка с учетом разделительных перегородок и анкерных связей

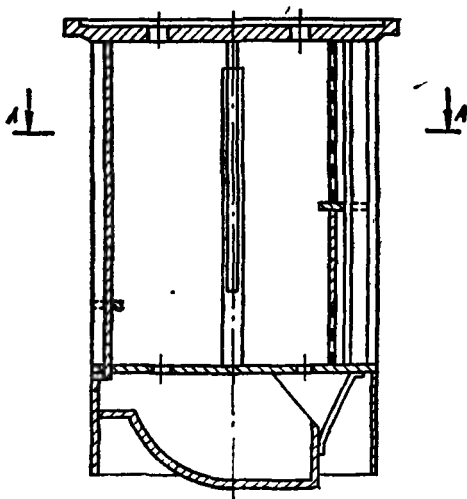
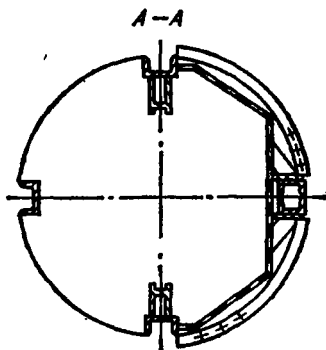


Рис. 3.9. Схема конструкции кожуха при поперечно-точном обтекании трубного пучка



Получив допустимый диаметр $D_{тр}$, можно определить количество отверстий во вписанном шестиугольнике

$$N_0 = 0,75(n_d^2 - 1) + 1, \quad (3.7)$$

где $n_d = \frac{D_{тр}}{S_{тр}} + 1$ — количество отверстий по главной диагонали шестиугольника.

Осуществляем корректировку числа отверстий из-за конечности радиусагиба U -образных труб, установки разделительных перегородок и анкерных связей в водяной камере.

Если после корректировки числа отверстий на трубной доске скорость воды в трубках меньше предельно допустимой, то можно выполнять конструктивную проработку кожуха, обеспечивающего подвод пара на трубный пучок, и каркасную конструкцию трубной системы (рис. 3.9).

3.3.3. Тепловой расчет ПНД по зонам

На основании решения системы уравнений теплового баланса для выбранной схемы аппарата определены температуры теплоносителей в начале и в конце каждой зоны, а также тепловая производительность зон.

Поэтому несложно вычислить среднеарифметический напор для любой зоны подогревателя

$$\Delta t_z = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \varepsilon_{\Delta t},$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент, определяемый схемой течения по графикам (рис. 1.5—1.6).

Расчет температурного напора в зоне КП выполняется по формуле

$$\Delta t_z = \frac{t_{ок}^{вых} - t_{ок}^{вх}}{2,3 \lg \frac{t_2 - t_{ок}^{вх}}{t_2 - t_{ок}^{вых}}}.$$

Значения коэффициентов теплоотдачи на стороне греющего теплоносителя и по водяной стороне рассчитываются с учетом параметров движущихся теплоносителей, скоростей течения и особенностей теплопереноса по уравнениям для различных типов каналов и режимов течения.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности трубы,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \frac{d_n}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{d_n}{d_n}}, \quad (3.8)$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки трубы, м; $\lambda_{ст}$ — теплопроводность материала стенки, Вт/мк; $\alpha_n, \alpha_{вн}$ — коэффициенты теплоотдачи от среды

Таблица 3.1. Конструктивный и тепловой расчет подогревателя

№ п/п	Показатель	Расчетная формула	Результат
<i>Расчет геометрических характеристик</i>			
1	Наружный диаметр труб d_n , м	Конструктивно	0,016
2	Внутренний диаметр труб $d_{вн}$, м	Конструктивно	0,014
3	Скорость питательной воды $W_{пв}$, м/с	Согласно 3.2	2,0
4	Плотность питательной воды в зоне КП $\rho_{пв}^{кп}$, кг/м ³	По таблицам	945,2
5	То же в зоне ОП $\rho_{пв}^{оп}$, кг/м ³	По таблицам	937,2
6	То же в зоне ОК $\rho_{пв}^{ок}$, кг/м ³	По таблицам	955,1
7	Расчетное число труб в зоне ОП $n^{оп}$, шт.		2000
8	Расчетное число труб в зоне КП $n^{кп}$, шт.		2000
9	Расчетное число труб в зоне ОК $n_1^{ок}$, шт.	Принято	368
10	Число ходов в зоне КП, z	Конструктивно	3,5
11	Полное число ходов в трубной системе z	Принято конструктивно	4
12	Суммарное количество отверстий N , шт.		8000
13	Толщина трубной доски h , м	Расчет на прочность	0,15
14	Шаг труб в трубной доске $S_{тр}$, м	Конструктивно	0,022
15	Коэффициенты m, c	Конструктивно	1,1
16	Диаметр трубного пучка $D_{тр}$, м	По формуле (3,5)	2,3
17	Диаметр корпуса D_k , м		2,5
18	Расстояние между перегородками в зонах КП, ОП и ОК	Конструктивно Конструктивно Конструктивно	0,4 0,5 0,5
19	Поперечные размеры кожуха зоны ОК a, m	Конструктивно Конструктивно	0,264 0,63
20	Количество труб зоны ОК продольно-обтекаемых $n_{пр}$, шт.	Принято	264
21	Количество труб зоны ОК поперечно-обтекаемых $n_{поп}$, шт.	Принято	104
<i>Тепловой расчет трубных пучков зоны ОК</i>			
22	Расход воды через зону ОК $G_{ок}$, кг/с	Задается	105,9
23	Тепловая нагрузка ОК $Q_{ок}$, кВт		4838,1
24	Энтальпия питательной воды на выходе $t_{пв}^{вых}$, кДж/кг	$t_{пв}^{ex} + \frac{Q_{ок}}{G_{ок}}$	463
25	Температура питательной воды на выходе $t_{пв}^{вых}$, °C	$t_{пв} = f(t_{пв})$	110,1
26	Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{л}$, °C	По формуле (1.44)	14,5
27	Коэффициент $e \Delta t$	См. рис. 1.5	1,0
28	Средний температурный напор $\Delta t_{ср}$, °C	$\Delta t_{л} e_{\Delta t}$	14,5
29	Средняя температура питательной воды $t_{пвср}$, °C	$0,5 (t_{пв}^{ex} + t_{пв}^{вых})$	104,7

№ п/п	Показатель	Расчетная формула	Результат
30	Число Прандтля для питательной воды Rg		1,65
31	Число Рейнольдса для питательной воды Re	$\frac{W_{пл} d_{пл}}{v_{пл}}$	10^6
32	Коэффициент теплоотдачи от стенки к питательной воде $\alpha_{вн}$, Вт/(м²К)	По формуле (2.4)	1368,3
33	Средняя температура конденсата $t_{ср}$, °С	$t_{пвср} + \Delta t_{ср}$	119,2
34	Число Прандтля для конденсата греющего пара Rg	По таблицам	1,44
35	Площадь сечения поперечно обтекаемого участка $f_{поп}$, м²	$f_{OK} (a - n_{поп} d_n)$	0,032
36	Площадь сечения продольно обтекаемого участка $f_{пр}$, м²	$ab - \frac{\pi d_n^2}{4} n_{пр}$	0,0321
37	Скорость конденсата при поперечном обтекании $W_{к, поп}$, м/с	$\frac{G_k}{\rho_k f_{поп}}$	1,82
38	Число Рейнольдса при поперечном обтекании Re	$\frac{W_{поп} d_n}{v_k}$	$1,18 \cdot 10^6$
39	Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании $\alpha_{поп}$, Вт/м² · град	По формуле (2.10)	17 804
40	Скорость конденсата при продольном протекании $W_{к-пр}$, м/с	$\frac{G_k}{\rho_k f_{пр}}$	1,82
41	Эквивалентный диаметр канала $d_э$, м	$\frac{4 f_{пр}}{\pi}$	0,018
42	Число Рейнольдса при продольном обтекании Re	$\frac{W_{кпр} d_э}{v_k}$	$1,33 \cdot 10^6$
43	Коэффициент теплоотдачи при продольном обтекании $\alpha_{пр}$, Вт/м² · град	По формуле (2.4)	14 360
44	Средний коэффициент теплоотдачи α_n , Вт/м² · град	$\frac{\alpha_{пр} n_{пр} + \alpha_{поп} n_{поп}}{n_{OK}}$	15 330
45	Коэффициент теплопередачи от конденсата к питательной воде K , Вт/м² · град	По формуле (3.8)	4297
46	Расчетная поверхность трубного пучка зоны ОК F_{OK} , м²	$\frac{G_{OK}}{K \Delta t_{ср}}$	77,65
47	Расчетная длина труб в зоне ОК L_{OK} , м	$F_{OK} / \pi d_n$	1545
48	Средняя расчетная длина одной трубы l_p , м	L_{OK} / n_{OK}	4,2
49	Количество перегородок $n_{пер}$, шт.	$l_p / l_{пер}^{OK}$	10
50	Толщина перегородок $\delta_{пер}$, м	Конструктивно	0,01
51	Полная длина прямого участка $l_{пр}$, м	$h + l_p + n_{пер} \delta_{пер}$	4,87

к стенке соответственно на внешней (наружной) и внутренней границах, Вт/м² · к; $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры трубы соответственно м, при $d_{\text{вн}}/d_{\text{вн}} \leq 1,2$; $d_{\text{ср}} = 0,5 (d_{\text{вн}} + d_{\text{вн}})$ при $d_{\text{вн}}/d_{\text{вн}} > 1,2$

Определим расчетную поверхность теплообмена каждой зоны

$$F_z = \frac{Q_z}{K_z \Delta t_z} \quad (3.9)$$

где z означает, что используются соответствующие величины, найденные для зоны.

Вычислим рабочую длину одной трубы в зоне

$$l_{p_z} = \frac{F_z}{\pi d_{\text{вн}} N_z} \quad (3.10)$$

Пример. Рассчитать геометрические характеристики и выполнить тепловой расчет подогревателя низкого давления комбинированного типа, имеющего зоны ОП, КП и ОК. Подогреватель камерного типа с U-образными трубками.

Исходные данные: $G_{\text{ОК}} = 575,7$ кг/с; $t_{\text{ОК}_1} = 99,3$ °С; $t_{\text{ОК}_2} = 129,8$ °С; $i_{\text{п}} = 2867$ кДж/кг; $i''_{\text{п}} = 2803$ кДж/кг; $\varphi G_{\text{ОК}} = 105,9$ кг_{ОК}/с; $i'_{\text{п}} = 546,4$ кДж/кг; $i_{\text{шп}} = 458,5$ кДж/кг.

Решая систему балансовых уравнений (3.1), получим $t_1 = 110,1$; $t_2 = t_3 = 127,8$ °С; $G_{\text{гн}} = 28$ кг/с — через зону ОП; $G_{\text{гн}} = 55,1$ кг/с — через зону ОК.

Результаты расчета сведены в табл. 3.1. Материалы теплового расчета приведены только для зоны ОК.

3.3.4. Определение геометрических характеристик и конструкции трубной системы

Для определения геометрии каркаса трубной системы необходимо рассчитать площадь сечения анкерной связи в водяной камере аппарата, так как анкерные связи исключают размещение в этой зоне трубной доски трубок и вместе с тем позволяют установить трубы каркаса, обеспечивающие как жесткость трубной системы, так и отвод конденсата греющего пара с разделительных перегородок.

Площадь сечения анкерной связи находим из условий допустимых напряжений растяжения под влиянием избыточного давления воды в объеме водяной камеры при заданном числе анкерных связей как

$$f_c \geq \frac{[F_{\text{тр}} - 0,785 d_{\text{вн}}^2 n_c] P}{\sigma_{\text{доп}}} \quad (3.11)$$

где $F_{\text{тр}}$ — площадь трубной доски по внутреннему диаметру корпуса (водяной камеры), м²; $d_{\text{вн}}$ — наружный диаметр анкерной связи, м; n_c — число анкерных связей, шт.; P — расчетное давление в объеме водяной камеры, МПа; $\sigma_{\text{доп}}$ — допустимое напряжение растяжения материала анкерной связи, МПа; f_c — площадь сечения анкера.

Найдем допустимую толщину трубной доски при отсутствии анкерных связей

$$h = 0,393 K D_{\text{вн}} \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{доп}}}} \quad (3.12)$$

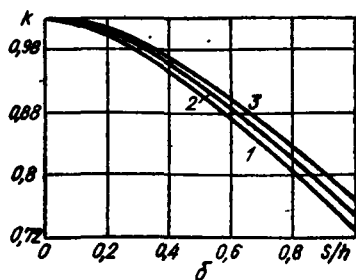
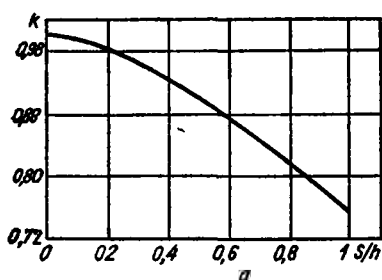


Рис. 3.10. Коэффициент K , учитывающий влияние способа заделки трубной доски на толщину доски в зависимости от отношения толщины стенки корпуса S к толщине трубной доски h , по параметру $B_1 = \sigma_{\tau c} / 2\pi h$;

a — доска без анкерных связей; b — n_c анкерных связей. 1 — $B_1 = 0,3 + 1,2$; 2 — $B_1 = 1,3 + 2,0$; 3 — $B_1 > 2$

где D_{κ} — расчетный диаметр трубной доски, соответствующий внутреннему диаметру корпуса; K — коэффициент, определяется по графику рис. 3.10, a .

При наличии n_c анкерных связей, расположенных по окружности с диаметром D_c , коэффициент K определяется по графику рис. 3.10, b . Толщина трубной доски

$$h = 0,393 K D_{\kappa} \sqrt{\frac{1}{\sigma_{\text{доп}}} \left[P - 3,82 \sigma_{\text{доп}}^2 \frac{f_c n_c}{(K D_{\kappa})^3} \left(1 - \frac{D_c}{K D_{\kappa}} \right) \right]}, \quad (3.13)$$

где D_{κ} — внутренний диаметр корпуса, м; $\sigma_{\text{доп}}$ — допустимые напряжения материала трубной доски, МПа; D_c — диаметр расположения анкерных связей, м; K — коэффициент, определяемый по графику рис. 3.10.

Поскольку коэффициент K зависит от толщины трубной доски, то она может быть определена лишь последовательными приближениями. В первом приближении принимаем $K = 1$.

С целью организации направления движения пара и повышения жесткости трубной системы устанавливаем промежуточные разделительные перегородки, задав расстояние между ними $l_{\text{пер}} = (20-60) d_{\kappa}$. Тогда число перегородок в рабочей зоне

$$n_{\text{пер}} = \frac{l_p}{l_{\text{пер}}} - 1.$$

Найденное значение округляем до меньшего целого. Вычисляем радиус гiba трубы, наиболее удаленной от главной диагонали R_r^{max} .

Тогда высота трубной системы

$$H_{\text{т.с}} = h + l_p + n_{\text{пер}} \delta_{\text{пер}} + R_r^{\text{max}}. \quad (3.14)$$

Вычислив высоту трубной системы над трубной доской, можно приступить к проектированию кожуха зоны КП, если аппарат не имеет зон ОП и ОК (рис. 3.9).

Наличие зоны ОП и ОК вносит соответствующие изменения в конструкцию кожуха, так как в этом случае необходимо экранировать зоны ОП и ОК.

3.3.5. Определение геометрических характеристик и конструкции корпуса водяной камеры аппарата

Внутренний диаметр корпуса определяется размерами трубной системы с учетом кожуха и зазора между кожухом и корпусом.

Толщина стенки кожуха аппарата, работающего под избыточным давлением, рассчитывается по формуле

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{PD_{\text{в}}}{2\sigma_{\text{доп}} - P} + c, \quad (3.15)$$

где P — расчетное давление внутри корпуса, МПа; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр корпуса, м; $\sigma_{\text{доп}}$ — допустимое напряжение растяжения материала корпуса, МПа; ϕ — коэффициент запаса, принимается для корпусов равным $0,85 \div 0,95$; c — добавка к расчетной толщине, учитывающая коррозию металла и отклонения при изготовлении, мм.

Толщина стенки корпуса, подверженного внешнему давлению, определяется как

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{PD_{\text{в}}}{4\sigma_{\text{доп}}} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{al}{P(D_{\text{в}} + l)}} \right] + c, \quad (3.16)$$

где a — коэффициент, равный 0,0625 для горизонтальных аппаратов и 0,0375 — для вертикальных; l — высота корпуса или расстояние между двумя кольцами жесткости, м; $c = 2$ мм — прибавка к толщине стенки с учетом коррозии и деформаций.

Толщина стенки днища, ослабленного отверстием, рассчитывается по формуле

$$\delta_{\text{дн}} = \frac{PD_{\text{в}}}{4\sigma_{\text{доп}} - P} \frac{D_{\text{в}}}{2h_{\text{в}}} + c, \quad (3.17)$$

где $h_{\text{в}}$ — высота выпуклого днища, м; z — коэффициент, учитывающий ослабление отверстием.

Формула справедлива, когда

$$\frac{h_{\text{в}}}{D_{\text{в}}} \geq 0,2; \frac{\delta_{\text{дн}} - c}{D_{\text{в}}} \leq 0,1; \frac{d}{D_{\text{в}}} \leq 0,6.$$

Коэффициент ослабления отверстием z определяется

$$z = 1 \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(\delta_{\text{дн}} - c)}} \leq 0,4;$$

$$z = \frac{2}{\left[\frac{1,25d}{\sqrt{D_{\text{в}}(\delta_{\text{дн}} - c)}} + 1,5 \right]} \quad \text{при} \quad 0,4 < \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(\delta_{\text{дн}} - c)}} < 2,0;$$

$$z = \frac{2}{\left[\frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(\delta_{\text{дн}} - c)}} + 2 \right]} \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(\delta_{\text{дн}} - c)}} \geq 2,0.$$

Размеры фланца горизонтального разъема определяются в результате расчета напряжения в наиболее опасных сечениях фланцев в эксплуатационных условиях работы теплообменного аппарата. Сначала выбирают тип, размеры и материалы фланцевого соединения.

Определив на основании прочностных расчетов толщины элементов корпуса, приступаем к конструктивной прорисовке корпуса аппарата.

Конструктивная проработка водяной камеры подогревателя требует определения высоты камеры с учетом: внешних диаметров патрубков подвода и отвода питательной воды, выравнивающей решетки, устанавливаемой на расстоянии 100—150 мм от трубной доски, высоты фланца горизонтального разъема, реализации допустимых с точки зрения эрозионного износа проходных сечений в разделительных перегородках при числе ходов по воде более двух.

Толщины стенок камеры и ее днища определяются прочностным расчетом так же, как и корпуса аппарата.

3.3.6. Гидравлический расчет подогревателя

Расчет гидравлических сопротивлений производится для определения потерь давления или максимальной пропускной способности аппарата при заданном перепаде давлений.

Выполнив конструкторскую проработку аппарата, составим расчетную схему с разбивкой на участке равного проходного сечения. Сопротивление расчетного участка

$$\Delta P_l = \left(\xi_{тр} + \sum_{i=1}^m \xi_{m_i} + \xi_t \right) \frac{\rho W_i^2}{2},$$

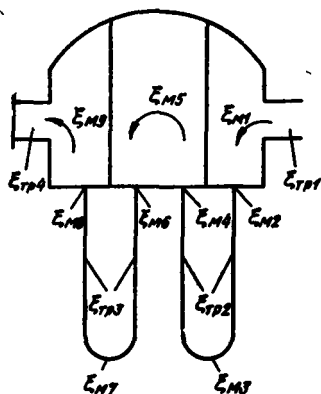
где $\xi_{тр}$, ξ_{m_i} , ξ_t — соответственно коэффициенты сопротивления трения, местные и ускорения потока.

Следовательно, в пределах каждой расчетной зоны необходимо определять прежде всего местные сопротивления и коэффициент сопротивления трения.

Суммарные потери давления по тракту основного конденсата или греющего пара вычисляются как сумма потерь на всех участках.

Методику расчета гидравлических потерь по тракту основного конденсата покажем на примере расчета четырехходового подогревателя. Схема расположения гидравлических сопротивлений показана на рис. 3.11.

Рис. 3.11. Схема расположения гидравлических сопротивлений водяного тракта подогревателя



Пример. Рассчитать потери давления в тракте основного конденсата четырехходового подогревателя с U-образными трубками. При ско-

Таблица 3.2. Результаты расчета потерь по водяному тракту

№ п/п	Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат
1	Диаметр патрубка D , м	Задан	0,6
2	Длина патрубка L_1 , м	Задана	0,15
3	Скорость воды в патрубке $W_{п.1}$, м/с	$\frac{4G_{OK}}{\pi D_1^2 \rho_{OK}}$	1,84
4	Число Рейнольдса Re	$W_{п.1} D_1 / \nu$	$4,9 \cdot 10^4$
5	Коэффициент трения λ_1	По формуле (2.34)	0,0222
6	Коэффициент сопротивления трения $\xi_{тр.1}$	$\lambda_1 \frac{L_1}{D_1}$	0,00556
7	Коэффициент сопротивления поворота во входной камере ξ_m	По п. 2.5	1,5
8	Суммарный коэффициент сопротивления зоны $\xi_{\Sigma 1}$	$\xi_{тр.1} + \xi_m$	1,50556
9	Потери давления во входной камере ΔP_1 , кПа	$\xi_{\Sigma 1} \frac{\rho_{OK} W_{п.1}^2}{2}$	2,39
<i>Участок трубной системы</i>			
10	Скорость основного конденсата в трубке W_T , м/с	Из теплового расчета	2,0
11	Диаметр трубок внутренний d_n , м	Задан	0,014
12	Длина трубы $l_{пр}$, м	Из теплового расчета	4,8
13	Число Рейнольдса Re	$W_T d_n / \nu$	$1,24 \cdot 10^5$
14	Коэффициент трения λ_2	По формуле (2.34)	0,034
15	Коэффициент сопротивления трения $\xi_{тр.2}$	$\lambda_2 \frac{l_{пр}}{d_n}$	21,37
16	Коэффициент сопротивления входа в трубную систему $\xi_{м2}$	По п. 2.5	0,5
17	Коэффициент сопротивления повороту на 180° в U-образных трубках $\xi_{м3}$	По п. 2.5	0,5
18	Коэффициент сопротивления выходу из трубок $\xi_{м4}$	По п. 2.5	1,0
19	Коэффициент сопротивления повороту в промежуточной камере $\xi_{м5}$	По п. 2.5	2,5
20	Коэффициент сопротивления входу в трубную систему $\xi_{м6}$	По п. 2.5	0,5
21	Коэффициент сопротивления трения в трубках 3 и 4 ходов $\xi_{тр3}$	По формуле (2.34)	21,37
22	Коэффициент сопротивления повороту на 180° в U-образных трубках $\xi_{м7}$	По п. 2.5	0,5
23	Коэффициент сопротивления выходу из трубок $\xi_{м8}$	По п. 2.5	1,0
24	Суммарный коэффициент сопротивления зоны $\xi_{\Sigma 2}$	$\sum_{i=2}^8 \xi_{м_i} + \xi_{тр.2} + \xi_{тр.3}$	49,24
25	Потери давления в трубной системе ΔP_2 , кПа	$\xi_{\Sigma 2} \frac{\rho_{OK} W_T^2}{2}$	90,35

№ п/п	Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат
Участок выходной камеры			
26	Диаметр патрубка D_2 , м	Задано	0,6
27	Длина патрубка L_2 , м	Задана	0,15
28	Скорость воды в патрубке $W_{п2}$, м/с	$\frac{4G_{OK}}{\pi D_2^2 \rho_{OK}}$	1,84
29	Число Рейнольдса Re	$W_{п2} D_2 / \nu$	$4,9 \cdot 10^6$
30	Коэффициент трения λ_4	По формуле (2.34)	0,0222
31	Коэффициент сопротивления трения $\xi_{тр4}$	$\lambda_4 \frac{L_2}{D_2}$	0,00556
32	Коэффициент сопротивления повороту в выходной камере $\xi_{м9}$	По п. 2.5	1,5
33	Суммарный коэффициент сопротивления зоны $\xi_{\Sigma 3}$	$\xi_{тр4} + \xi_{мд}$	1,50556
34	Потеря давления в выходной камере ΔP_3 , кПа	$\xi_{\Sigma 3} \frac{\rho_{OK} W_{п2}^2}{2}$	2,39
35	Полная потеря давления по водяной стороне ΔP , кПа	$\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$	95,1

рости воды в трубах $W_{OK} = 2$ м/с, расходе основного конденсата $G_{OK} = 575,5$ кг/с, с учетом потерь давления во входном и выпускном патрубках. Результаты расчета сведены в табл. 3.2.

3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ МОДУЛЯ КОЛЛЕКТОРНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

В подогревателях высокого давления применяют толстостенные трубы, для подогревателей на давление питательной воды 23 мПа — трубы диаметром 32×4 мм, на давление 38 мПа — диаметром 32×5 и 32×6 мм. Перспективно применение труб диаметром 25×4 и $22 \times 3,5$.

Число витков в спирали определяется диаметром труб. Опыт проектирования свидетельствует, что приемлемое конструктивное решение при двухплоскостных трубах получается, когда число витков n_s лежит в пределах $6 \div 10$. Обычно минимальное число витков в зоне ОП и максимальное — в зоне ОК. Минимальный диаметр спирали $D_{вн}$ для двухплоскостных труб принимают равным 0,2 м.

Если шаг витков $S = d_n + 0,004$, м, то наружный диаметр двухплоскостной трубы

$$D_n = D_{вн} + (2n_s - 1) S. \quad (3.18)$$

Длина спиральной части двухплоскостной трубы рассчитывается как

$$l_{сп} = \pi \frac{(D_n + D_{вн})(D_n - D_{вн} + S)}{2S}. \quad (3.19)$$

Поскольку зоны ОП и ОК для организации течения экранируются кожухом, то

$$D_{\text{кож}} = D_{\text{в}} + d_{\text{в}} + b, \quad (3.20)$$

где $b = 10-15$ мм.

По ограничениям на скорость течения и выбранному числу раздающих и собирающих коллекторов вычисляется диаметр коллектора

$$d_{\text{к.в.н}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{п.в}}}{\pi \rho_{\text{п.в}} n_{\text{кол}} W_{\text{п.в.к}}}}, \quad (3.21)$$

где $G_{\text{п.в}}$ — расход питательной воды на аппарат, кг/с; $\rho_{\text{п.в}}$ — плотность воды при параметрах в коллекторе, кг/м³; $n_{\text{кол}}$ — число параллельных коллекторов; $W_{\text{п.в.к}}$ — скорость воды в коллекторе, м/с.

В зависимости от компоновки аппарата находим диаметр кожуха аппарата. Так, для шестиколлекторной схемы (рис. 3.12) получим

$$\begin{aligned} D_{\text{к}} &= 3D_{\text{в}} + 2(\delta_1' + \delta_2); \\ D_{\text{к}} &= 2(D_{\text{в}} + 2\delta_2) + 3d_{\text{к.в.н}} + 2\delta_1, \end{aligned} \quad (3.22)$$

где $\delta_1 \geq 20$ — зазор между коллекторами и корпусом, мм; $\delta_1' \approx 80$ — зазор между спиралью и корпусом, мм; $\delta_2 \geq 4-6$ — зазор между спиральями, мм; $\delta_2 = 15-40$ — зазор между спиралью и коллектором, мм.

За искомый принимается наибольший диаметр, подсчитанный по этим формулам.

С учетом ограничений на скорость воды в трубках определим из уравнения неразрывности число спиральных труб в зонах:

$$N_{\text{з.т}} = \frac{4G_{\text{п.в}}}{\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_{\text{п.в}} W_{\text{п.в.н}} n_{\text{кол}}}. \quad (3.23)$$

Задав шаг отверстий для труб в коллекторе $S_{\text{тр}}$, определим рабочую высоту коллектора в любой зоне:

$$H_{\text{к.з.т}} = \left(\frac{N_{\text{з.т}}^2}{n_{\text{кол}}} - 1 \right) \left(S_{\text{тр}} + \frac{\delta}{n_{\text{тр}}} \right), \quad (3.24)$$

где z — число ходов в зоне; $S_{\text{тр}}$ — шаг отверстий для труб в коллекторе; δ — толщина перегородок, м; $n_{\text{тр}}$ — количество труб между перегородками.

Высота трубной системы аппарата

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{оп}} + H_{\text{кп}} + H_{\text{ок}}.$$

Высота корпуса определяется: высотой трубной системы $H_{\text{тр}}$; высотой нижней части корпуса, необходимой для разводки трубопро-

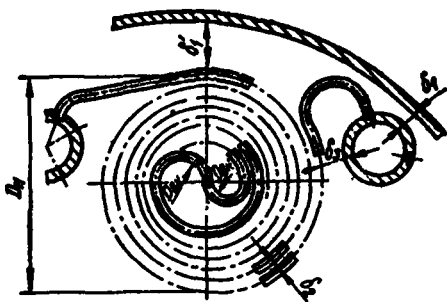


Рис. 3.12. Схема расположения однолобостной спиральной трубы в корпусе коллекторного подогревателя высокого давления

водов питательной воды к коллекторам; высотой парораспределительного коллектора при верхней раздаче греющего пара.

После предварительного определения геометрических размеров модуля необходимо проработать схему движения питательной воды в трубной системе.

Поскольку поверхность единичной трубы известна после определения длины спирали, расчетное значение N_z , выбранное из ограничений скорости воды в трубах, сопоставляется с числом труб, необходимых для обеспечения требуемой из теплового расчета поверхности теплообмена в зоне.

Таким образом, тепловой расчет вносит корректировку в геометрическое описание аппарата, требуя коррекции высоты коллектора на уточненное число труб.

По всем остальным факторам методика конструктивной проработки ПВД повторяет методику камерных аппаратов.

3.5. О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ И НАДЕЖНОСТИ ПОВЕРХНОСТНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

ПВД с каскадным сливом конденсата греющего пара используются практически во всех случаях. Охлаждение конденсата во встроенном в корпусе ПВД охладителя теоретически улучшает условия работы системы регулирования уровня и трубопровода сброса конденсата греющего пара. Однако при переменных нагрузках, связанных с снижением давления в корпусе, конденсат достигает температуры насыщения и вскипает на клапане и в трубопроводе. Это приводит к изменению пропускной способности и крутизне характеристики регулирующего клапана. Подобные явления возникают и при неудовлетворительной работе ОК.

Снижение пропускной способности клапанов в нестационарных режимах приводит к ограничению регулирующего воздействия и значительному повышению уровня вплоть до срабатывания защит. Опыт эксплуатации показывает, что для устойчивого поддержания уровня необходимо специальное профилирование окон регулирующего клапана.

При течении перегретого конденсата греющего пара в трубопроводах каскадного сброса имеют место не только пульсационное течение, автоколебания уровня, но и пульсационное возмущение на нижестоящий подогреватель. Все это обуславливает динамическое состояние подогревателей системы регенерации даже в стационарных условиях работы турбоустановок.

Поскольку пульсационные возмущения связаны главным образом с изменением давления в объеме аппарата, то для ПВД это сопряжено прежде всего с увеличением эрозионно-коррозионного повреждения эмеевиков в зоне ОП снаружи.

Для подогревателей низкого давления с многоступенчатым каскадным сбросом конденсата пульсационный сброс обуславливает пульсационное вытеснение греющего пара и, как следствие, повышенную вибрацию трубного пучка при существенном увеличении подогрева основного конденсата на выходе из аппарата.

Это утверждает, что к числу нерешенных проблем следует отнести проблему неудовлетворительной работы клапанов регулирования уровня в объеме подогревателей.

Чтобы предотвратить попадание питательной воды в проточную часть турбины при повышении уровня конденсата, в корпусе предусматривается защитное устройство от переполнения по первому и второму пределам аварийного уровня. В подогревателях высокого давления предусматривается групповая защита, отключающая все ПВД, а при достижении второго предела — отключающая турбину.

Повышая эффективность работы зоны ОК в аппаратах высокого давления, осуществляют подвод конденсата в кожух охладителя конденсата через нижнюю образующую, так что даже при значительных колебаниях уровня исключается проскок пара в нижестоящий аппарат.

Существенное влияние на тепловые характеристики подогревателей высокого давления оказывает паровое сопротивление зоны ОП, так как давление связано с температурой насыщения в зоне КП и, как следствие, с изменением температуры воды в ней. Промышленные испытания показали, что на первых блоках К-300-240 это обстоятельство привело к снижению температуры насыщения в ПВД на 4—4,6 °С.

Поэтому проблема оптимального проектирования прежде всего зоны ОП представляется весьма актуальной при разработке новых аппаратов со встроенными пароохладителями.

С целью интенсификации теплообмена в зоне КП рекомендуется использовать наклон змеевиков к горизонту под углом 8—10°.

К числу важнейших проблем работы ПВД, особенно мощных энергоблоков, следует отнести нарушение плотности фланцев горизонтального разъема. Уплотнение фланца стальными кольцевыми мембранами, приваренными к фланцу и обваренными по контуру,

Таблица 3.3. Технические характеристики подогревателей высокого давления

Марка	Поверхность, м²	Максимальные параметры парового пространства		Давление воды, МПа	Расход воды, кг/с	Внутренний диаметр корпуса, мм	Высота ПВД, мм	Удельная металлоемкость, кг/м²
		давление, МПа	температура, °С					
ПВ-425-230-13	425	1,27	266	230	131	1700	7390	64
ПВ-425-230-23	425	2,25	351	230	131	1700	7390	68
ПВ-425-230-35	425	3,43	420	230	131	1700	7390	76
ПВ-700-266-13	700	1,27	290/490	265	194	2200	9200	74
ПВ-700-265-31	700	3,04	341	265	194	2200	9200	78
ПВ-700-265-45	700	4,41	392	265	194	2200	9200	82
ПВ-800-230-14	800	1,37	283	230	194	2200	9100	77
ПВ-800-230-21	800	2,00	334	230	194	2200	9100	79
ПВ-800-230-32	800	3,14	384	230	194	2200	9100	79
ПВ 1250-380-25	1250	2,5	425	380	300	2600	10 350	80
ПВ-1700-380-55	1700	5,5	310	380	300	3000	9860	82
ПВ-1550-380-70	1550	7,0	360	380	300	2800	10 450	105

Таблица 3.4. Технические характеристики укрупненных подогревателей высокого давления

Марка	Поверхность, м²	Максимальные параметры парового пространства		Давление воды, МПа	Расход воды, кг/с	Внутренний диаметр корпуса, мм	Высота ПВД, мм	Удельная металлоемкость, кг/м³
		давление, МПа	температура, °С					
ПВ-2300-380-17	2300	1,61	430	380	454,6	3200	10 650	71
ПВ-2300-380-44	2300	3,89	295	380	440,8	3200	10 650	79
ПВ-2300-380-61	2300	5,49	337	380	420,0	3200	10 650	92
ПВ-1600-380-17	1600	1,50	441	380	342	2800	10 500	78
ПВ-2000-380-40	2000	3,70	280	380	342	3000	10 500	71
ПВ-1600-380-60	1600	5,90	345	380	342	2800	10 500	95
ПВ-2500-380-17	2500	1,61	450	380	508,3	3200	13 300	80
ПВ-2500-380-37	2500	3,59	295	380	508,3	3200	13 300	91
ПВ-2500-380-61	2500	5,98	355	380	508,3	3200	13 300	104
ПВ-2500-97-10	2500	1,14	185	97	910	3200	14 090	64
ПВ-2500-97-18	2500	1,80	207	97	910	3200	14 090	64
ПВ-2500-97-28	2500	2,80	231	97	910	3200	14 090	70

Таблица 3.5. Технические характеристики подогревателей высокого давления влажнопаровых турбин

Марка	Поверхность, м²	Максимальные параметры в корпусе		Давление воды, МПа	Расход воды, т/ч	Гидравлическое сопротивление, МПа	Масса (без воды), т
		давление, МПа	температура, °С				
ПВ-500-60-15	500	1,47	200	5,88	500	264	6,3
ПВ-1600-92-15	1600	1,47	215	9,02	1460	490	94
ПВ-1600-92-20	1600	1,96	235	9,02	1460	490	94
ПВ-1600-92-30	1600	2,94	260	9,02	1460	490	94
ПВ-2000-120-12	2000	5,88	275	11,76	3240	20,6	100
ПВ-2000-120-19	2000	5,88	275	11,76	3240	20,6	100
ПВ-2000-120-29	2000	5,88	275	11,76	3240	20,6	100
ПВ-2500-97-10А	2500	2,06	216	11,8	3265	196	159,7
ПВ-2500-97-18А	2500	2,06	216	11,8	3265	196	159,6
ПВ-2500-97-28А	2500	3,5	245	11,8	3265	196	175,6

обеспечивает надежную работу аппаратов на блоках с докритическими параметрами свежего пара при диаметре корпуса до 2000 мм.

Для ПВД блоков 500 и 1200 мВт ТЭС, а также 1000 мВт АЭС, выполненных в корпусе диаметром 3200 мм, это уплотнение оказывается очень чувствительным к резким изменениям нагрузки ПВД, качеству материала мембраны и выполнению обварки. Поэтому проблема плотности фланцев ПВД для блоков мощности нельзя считать решенной.

Рост тепловой мощности подогревателей при росте единичной мощности блока связан с ростом необходимой поверхности нагрева и увеличением расхода воды через него.

Таблица 3.6. Технические характеристики подогревателей низкого давления влажнопаровых турбин

Марка	Поверхность, м ²	Максимальные параметры парового пространства		Давление, воды, МПа	Расход воды, т/ч	Гидравлическое сопротивление, кПа	Масса (без воды), т
		давление, МПа	температура, °С				
ПН-200-4	200	0,69	230	1,57	350	68,6	5,33
ПН-200-3	200	0,69	230	1,57	350	68,6	4,85
ПН-800-1	800	0,69	200	2,84	750	40,2	21,0
ПН-800-2	800	0,69	200	2,84	780	35,3	19,0
ПН-800-3	800	0,69	200	2,84	950	44,1	19,4
ПН-800-4	800	0,69	200	2,84	950	45,1	19,2
ПН-800-5	800	0,69	200	2,84	1050	46,1	19,1
ПН-950-40-8	950	0,78	170	3,92	1115	140,1	39,3
ПН-950-42-8	950	0,78	170	4,12	1260	140,1	38
ПН-1800-40-8-IV	1800	0,78	200	3,92	2230	110,3	65,0
ПН-1800-40-8-III	1800	0,78	200	3,92	2230	110,0	62,2
ПН-1800-40-8-II	1800	0,78	200	3,92	2650	150,3	64
ПН-1800-40-8-I	1800	0,78	200	3,92	2650	147,0	64
ПН-1800-42-8-I ^ж	1800	0,78	170	4,12	2520	123,0	63
ПН-1800-42-8-II ^ж	1800	0,78	170	4,12	2520	124,5	63
ПН-1800-42-8-III ^ж	1800	0,78	200	4,12	2520	152,0	63
ПН-1800-42-8-IV ^ж	1800	0,78	170	4,12	2520	155,0	63
ПН-1700-25-0,3	1700	1,57	200	2,45	1740	92,1	60
ПН-1700-25-1,3	1700	1,57	200	2,45	2040	115,0	60
ПН-1700-25-2,5	1700	1,57	200	2,45	2040	112,0	60
ПН-1700-25-6	1700	1,57	200	2,45	2600	172,5	60
ПН-1200-1A	1200	0,408	145	4,285	1320	21,6	46,5
ПН-1900-1A	1951	0,408	145	4,285	2640	21,6	68,9
ПН-1900-1IA	1951	0,408	145	4,285	2950	25,5	68,2
ПН-1900-1IIA	1951	1,33	190	4,285	2950	24,5	69,4
ПН-1900-1IVA	1951	1,33	190	4,265	3785	38,0	70,0
ПН-1200-25-6-1A	1180	1,47	155	2,45	1120	—	51,7
ПН-1200-25-6-1IA	1215	0,49	155	2,45	1335	39,0	47,98
ПН-3000-25-16-1IIA	3000	1,47	200	2,45	4005	31,0	97,3
ПН-3000-25-16-1IVA	3000	1,47	200	2,45	5215	48,5	97,3
ПН-1400-25-6-1IA	1473	1,47	200	2,45	2000	40,2	47,5

* Обозначение ПНД для серийных турбин

Увеличение тепловой мощности за счет увеличения размеров затрудняет транспортировку, усложняет сборку, а у ПВД также обеспечение плотности фланцев горизонтального разъема.

Решение задачи может быть найдено на пути перехода к более компактным поверхностям нагрева и интенсификации теплообмена.

Увеличение пропускной способности по воде связано с увеличением проходного сечения и скорости воды.

Создание компактных поверхностей нагрева для ПВД оказывается возможным при переходе к трубам малого диаметра, однако при этом пропускная способность подогревателя при неизменной скорости воды в трубах и числе коллекторов уменьшается. Возможности увеличения высоты и числа коллекторов крайне ограничены.

Новые возможности открывает переход от одноплоскостных однотрубных спиральных змеевиков к одноплоскостным многотруб-

Таблица 3.7. Технические характеристики выносных охладителей конденсата греющего пара

Марка	Поверхность, м²	Охлаждаемый дренажный конденсат (в корпусе)			Нагреваемый конденсат (в трубной системе)				Масса (без воды), т
		расход, т/ч	максимальное давление, МПа	максимальная температура, °C	расход, т/ч	гидравлическое сопротивление, кПа	максимальное давление, МПа		
ОВ-44-1	44	36	0,69	170	180	114,8	2,84	2,75	
ОВ-150-3	150	141	0,69	170	310	29,4	2,84	7,23	
ОДП-600-I	653	925	0,78	170	2520	41,1	4,12	19	
ОДП-600-II	653	925	0,78	170	2520	41,1	4,12	19	
ОДП-600-III	653	660	0,78	170	2520	31,4	4,12	19	
ОДП-400-IV	436	315	0,78	170	2520	25,5	4,12	16,5	
ОДП-400-V	436	165	0,78	170	2520	25,5	4,12	16,5	
ОД-600-25-6	600	160	1,57	200	2040	36,3	2,45	20	
ОД-600-25-16	600	480	1,57	200	2600	52,0	2,45	20	

ным змеевикам, у которых в плоскости навиты не одна, а несколько труб. Однако решение задачи требует новых конструктивных и технологических приемов.

Наиболее приспособлены к трубам малого диаметра камерные аппараты. Очевидно поэтому в США и Англии отдается предпочтение камерным аппаратам.

При резких сбросах нагрузки происходит вскипание конденсата, находящегося на днище ПВД. Это приводит к ложному срабатыванию защиты. Поэтому необходимо создание поплавковых указателей уровня в корпусе.

Технические характеристики поверхностных подогревателей высокого и низкого давления и охладителей конденсата греющего пара для турбоустановок как тепловых, так и атомных электростанций приведены в табл. 3.3—3.7.

Контрольные вопросы

1. Почему подогреватели системы регенеративного подогрева в большинстве случаев представляют собой комбинированные аппараты?

2. Каким образом параметры питательной воды влияют на конструктивное решение поверхностных подогревателей?

3. Особенности выполнения подогревателей низкого давления, работающих под разрежением. Конструктивное решение трубной системы этих аппаратов.

4. Конструктивные приемы организации течения пара и отсоса паровоздушной смеси в аппаратах, работающих на насыщенном паре при давлении выше атмосферного.

5. Каким образом организуется движение греющего пара в подогревателях с встроенной зоной ОП. Особенности ее конструктивного решения?

6. Конструктивное решение многоходового течения основного конденсата в аппаратах с U-образными трубками.

7. Организация встроенной зоны охладителя конденсата в подогревателях низкого давления.

8. Трубная система аппаратов с U-образными трубками. Организация движения греющего пара, отвода конденсата, повышение жесткости трубного пучка.

9. Трубная система коллекторных подогревателей. Выделение зон ОП, ОК и КП в аппаратах этого типа.

10. Выбор схемы аппарата и определение тепловой производительности отдельных его зон.

11. Какие ограничения должны соблюдаться при проектной проработке подогревателя и почему?

12. Методика определения геометрических характеристик трубного пучка гладкотрубного подогревателя.

13. Методика теплового расчета отдельной зоны аппарата. Какие уравнения и формулы используются для определения поверхности теплообмена в зоне?

14. Определение геометрических характеристик и конструкции трубной системы аппаратов с U-образными трубками.

15. Методика гидравлического расчета аппарата по трактам питательной воды и греющего пара. Какими величинами и уравнениями нужно располагать для решения поставленной задачи?

16. Расчет корпуса и водяной камеры камерных аппаратов и их конструктивная проработка.

17. Особенности определения геометрических размеров отдельного модуля подогревателя коллекторного типа.

18. Для чего и каким образом осуществляется поддержание уровня конденсата в паровом пространстве подогревателя?

19. Возможные пути увеличения тепловой производительности поверхностных теплообменных аппаратов.

Глава 4. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Потери пара и конденсата на электростанциях разделены на внутренние и внешние.

К внутренним потерям относятся утечки пара и конденсата в оборудовании и трубопроводах, а также потери продувочной воды в барабанных котлах. Значительную часть этих потерь составляют потери пара и конденсата в неустановившихся режимах пуска и останова, а также в режиме промывки оборудования.

По оценкам внутренние потери от утечек составляют $0,8 \div 1,1$ % на конденсационных станциях и $1,5 \div 1,8$ % на теплофикационных, вторая составляющая потеря — от непрерывной продувки барабанных котлов. Возврат тепла в питательную систему из расширителей непрерывной продувки не превышает 65 % продувочной воды.

Внешние потери пара и конденсата присущи теплоэлектроцентралям и зависят от схемы отпуска тепла. Применяют открытую или закрытую схемы. При закрытой схеме отпуска тепла потери пара и конденсата практически сводятся к внутренним потерям. В этом случае для обеспечения потребителей пара применяются паропреобразователи, а для потребителей тепла и горячей воды — сетевые подогреватели.

Для восполнения потерь конденсата в энергетике широко используются испарительные установки, представляющие систему поверхностных теплообменных аппаратов (испарители и конденсаторы испарителей). В первых греющий первичный пар отдает тепло парообразованию на испарение очищенной воды, образующей вторичный пар. Во вторых теплообменных аппаратах протекает конденсация вторичного пара для его более экономичного транспорта в линию основного конденсата.

Уменьшение внешних потерь основного конденсата на ТЭЦ может быть получено, если испаритель выполняет роль паропреобра-

зователя для производства пара промышленного потребления. В этом случае за испарителем на линии вторичного пара устанавливается паро-паровой подогреватель.

На одноконтурных АЭС испарители применяют как аппараты для производства чистого пара на концевые уплотнения турбоустановок. Одновременно испарительные установки применяются также и в системах спецводоочистки, т. е. очистки продувочной воды первого контура, радиоактивной воды бассейнов выдержки твэлов, сбросных вод.

4.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЯ

При проектировании испарителей необходимо, чтобы конструкция соответствовала отраслевым стандартам, определяющим тип и типоразмерные ряды испарителей, устанавливающим диапазон изменения производительности по вторичному пару; требованиям к качеству пара и дистиллята.

В испарителях и паропреобразователях с паропромысловыми устройствами можно получить пар высокого качества при солесодержании концентрата от 40 000 до 60 000 мг/кг.

Поэтому в зависимости от требуемого качества вторичного пара необходимо проектировать аппараты с одно- и двухступенчатыми паропромысловыми устройствами. Методы взаимодействия воды и пара должны способствовать развитию поверхности контакта фаз.

В последнее время резко увеличивают расстояние между уровнем воды в греющей секции и паропромысловым устройством. Это делается для исключения возможности ухудшения качества дистиллята при переполнении аппарата подпиточной водой.

Конструкция испарителя должна включать линии непрерывной и периодической продувки для удаления накопившегося шлама.

Необходимо исключить возможность выброса жидкости в конденсатор испарителя, что связано с ухудшением качества дистиллята. Поэтому непременным элементом испарителя должно быть сепарационное устройство.

При использовании термического метода подготовки воды чаще всего применяют одноступенчатые испарительные установки, которые всегда включаются в систему регенеративного подогрева питательной воды.

Рассмотрим схемы включения испарительных установок блоков с турбинами 200 и 300 МВт. В первом случае (рис. 4.1) схема предусматривает две испарительные установки, запитываемые химически очищенной водой после атмосферного деаэратора с конденсаторами-испарителями, включенными в разрядку между регенеративными подогревателями. Проектом предусматривается, что суммарная мощность двух испарителей значительно выше той, которая требуется в нормальных условиях при номинальной производительности. Следовательно, такая схема подпитки однозначно предполагает постоянную работу блока на пониженной нагрузке, когда тре-

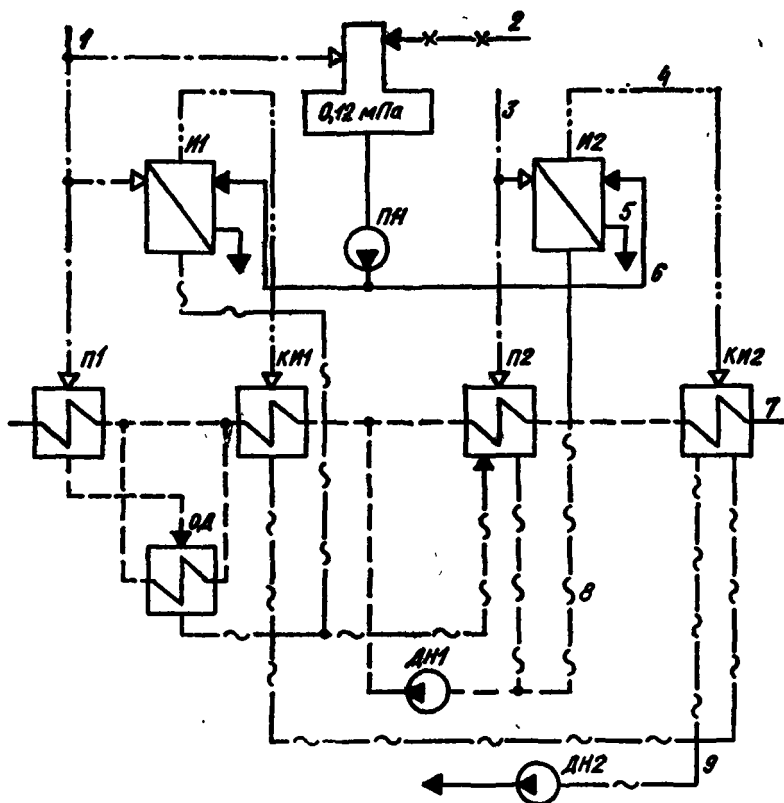


Рис. 4.1. Схема включения испарительной установки в систему регенеративного подогрева питательной воды:

1, 3 — пар из отбора турбины; 2 — подвод химически очищенной воды; 4 — вторичный пар; 5 — продукция; 6 — питательная вода испарителей; 7 — основной конденсат; 8 — конденсат греющего пара; 9 — конденсат вторичного пара; Д — деаэрактор; КН1, КН2 — конденсаторы испарителей; И1, И2 — испарители; П1, П2 — подогреватели низкого давления; ОД — охладитель дребезжа; ПН — питательный насос; ДН1, ДН2 — дренажные насосы

буется сохранять уровень подпитки, так как утечки в этих условиях практически неизменны.

Включение испарителей и конденсаторов-испарителей в разрядку между регенеративными подогревателями позволяет выбрать рабочее давление вторичного пара первой и второй установки из условий минимума поверхностей нагрева испарителей и конденсаторов.

Так, в турбоустановках 300 МВт Харьковского турбинного завода применена однокорпусная испарительная установка, использующая в качестве греющего пар после приводной турбины питательных насосов. Характерно, что схема включения испарительной установки предполагает сброс конденсата греющего пара и вторичного пара испарителя в объем одного и того же конденсатора испарителя, что усложняет динамические условия работы конденсатора

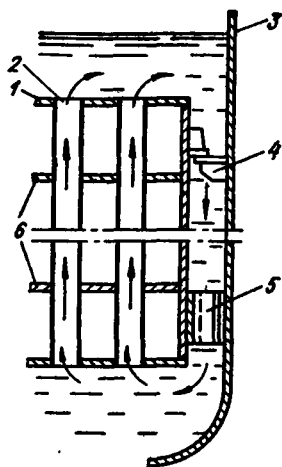


Рис. 4.2. Схема греющей секции и контура естественной циркуляции:

1 — корпус греющей секции; 2 — трубная система; 3 — корпус испарителя; 4 — опорная конструкция греющей секции; 5 — шпоночная связь греющей секции с корпусом испарителя; 6 — разделительные перегородки для организации движения пара в межтрубном пространстве

испарителя. Возможно поэтому в последней серии турбоустановок предусмотрена подпитка химически очищенной водой в конденсатор. Следует иметь в виду разнообразие схемных решений включения испарительных установок.

Испарители подразделяются на вертикальные и горизонтальные. Наиболее распространены испарители с греющими секциями, погруженными в объем жидкости. Такие аппараты называются испарителями

поверхностного типа. Греющая секция аппарата представляет собой водотрубный теплообменник, в котором греющий пар движется в межтрубном пространстве, а нагреваемая жидкость в условиях естественной циркуляции движется внутри труб. Контур естественной циркуляции образуют внутренняя полость труб, кольцевой накат между греющей секцией и корпусом аппарата, а также водяные полости над и под греющей секцией (рис. 4.2).

В зависимости от интенсивности тепловыделения на стороне греющего пара кипение химически очищенной воды может начинаться как непосредственно в трубном пучке секции, так и вне его. По этому признаку испарители классифицируются как аппараты с кипением в греющей секции, так и с вынесенной зоной кипения. При кипении воды в греющей секции требуется ее дополнительное умягчение, чтобы исключить образование накипи на трубках.

Вертикальный испаритель (рис. 4.3) представляет собой поверхностный теплообменный аппарат с устройствами промывки и очистки вторичного пара. Состоит из цельносварного вертикального цилиндрического корпуса 1, внутри которого расположены греющая секция 2, устройство промывки 5, 6 и очистки 7 вторичного пара. Между греющей секцией и корпусом выполняется обязательный кольцевой зазор для организации контура естественного циркуляционного течения питательной воды. В центральную часть греющей секции по трубе подается первичный пар. Подвод пара в секцию может быть верхний или нижний. Греющий пар конденсируется на наружных поверхностях трубок. Жесткость трубной системы греющей секции и направление движения пара в секции обеспечиваются разделительными перегородками.

При работе испарителя нижняя часть корпуса заполнена водой, уровень которой над греющей секцией поддерживается регулятором.

Для организации равномерного распределения паровых пузырей по сечению аппарата в водяном пространстве несколько выше

греющей секции размещается дырчатый лист 4.

Паровое пространство греющей секции связано с паровым пространством испарителя трубой. При работе испарителя неконденсирующиеся газы, оставшиеся в воде после деаэратора, перепускаются из греющей секции в паровое пространство испарителя по этой трубе.

Над греющей секцией на некотором расстоянии от уровня жидкости размещается паропромывочное устройство первой ступени 5, на которое по трубе 11 подается химически очищенная вода после деаэратора. Проходящий через дырчатый лист вторичный пар удерживает питательную воду над листом, а барбатирующий пар очищается от захваченных им капель упариваемой жидкости. Вода с дырчатого листа отводится в водяной объем по опускным трубам 3. Перед опускными трубами выполнены перелазы, обеспечивающие поддержание уровня ($50 \div 60$ мм) на листе.

В испарительных установках блоков с котлами СКД наряду с промывкой водяного пара химически очищенной водой предусматривается вторая ступень промывки основным конденсатом на конструктивно таком же промывочном устройстве. Расход конденсата на промывку не должен превышать 4—5 % производительности испарителя.

Над промывочным устройством располагается жалюзийный сепаратор 7, улавливающий капли воды, уносимые вторичным паром. При наличии сепаратора влажность вторичного пара на выходе из испарителя уменьшается на 85 %.

Греющая секция испарителя представляет собой гладкотрубный теплообменник. Для обеспечения плотности парового пространства трубки развальцовываются в трубных досках и привариваются аргоно-дуговой сваркой. Жесткость трубной системы достигается постановкой анкерных связей и разделительных перегородок для организации потока пара на трубном пучке и отвода конденсата. По способу подвода греющего пара различают конструкции с верхним и нижним подводом первичного пара в паровое пространство.

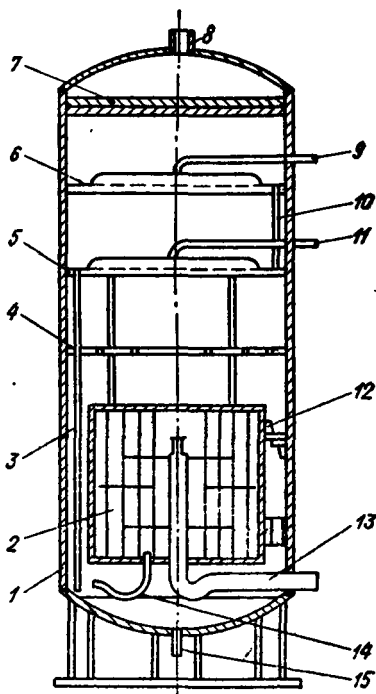


Рис. 4.3. Вертикальный испаритель с двухступенчатой промывкой пара: 1 — корпус испарителя; 2 — греющая секция; 3 — опускная труба первой промывочной ступени; 4 — выравнивающая решетка; 5 — первая паропромывочная ступень; 6 — вторая паропромывочная ступень; 7 — жалюзийный сепаратор; 8 — горло для отвода вторичного пара; 9 — подвод основного конденсата; 10 — опускная труба второй паропромывочной ступени; 11 — подвод химически очищенной воды от деаэратора; 12 — опорная конструкция греющей секции; 13 — подвод греющего пара; 14 — отвод конденсата греющего пара; 15 — дренаж аппарата

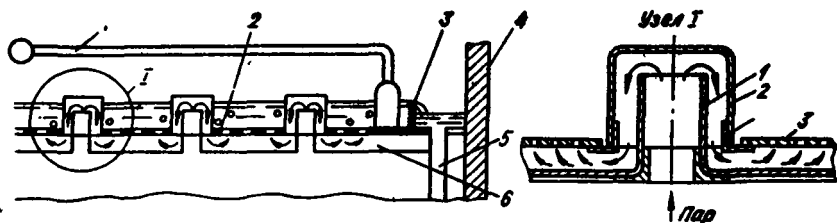


Рис. 4.4. Схема паропромывочного устройства:

1 — подвод питательной воды после деаэратора или основного конденсата; 2 — барботажный лист; 3 — переливной буртик барботажного листа; 4 — корпус испарителя; 5 — опускная труба; 6 — непроливайный поддон паропромывочного устройства

При увеличении паропроизводительности однокорпусного испарителя технологичным оказывается выполнение нижнего подвода греющего пара. В этом случае греющая секция выполняется кольцевой с зональной раздачей пара вертикальными коллекторами. Свободная центральная полость улучшает циркуляцию в рабочем объеме греющей секции.

Фиксация положения секции в корпусе осуществляется лапами в верхней ее части. Лапы опираются на опорные площадки. Чтобы исключить перекосы и организовать направленные тепловые расширения секции, в ее нижней части устанавливаются шпоночные связи с корпусом.

Паропромывочные устройства испарителей можно разделить на барботажные и насадочные. В зависимости от условия обеспечения допустимого солесодержания вторичного пара применяется одно- или двухступенчатая промывка. В качестве первой ступени могут использоваться как барботажные, так и насадочные устройства. Вторая ступень промывки всегда барботажная (рис. 4.4). Насадочные устройства испарителей выполняются так же, как насадочные устройства деаэраторов.

Для обеспечения эффективной работы барботажно-промывочной ступени под барботажным листом организуется замкнутая ялоскость или между барботажным листом и поддоном. Несколько усложненная организация подвода вторичного пара через колпачковые элементы обеспечивает предварительную сепарацию пара от выносимых им капелек влаги.

При двухступенчатой промывке расстояние между ступенями выбирается в пределах 800—1000 мм.

Сепарационное устройство испарителя выполняет задачу осушки вторичного пара и, таким образом, дополнительного повышения его чистоты, так как концентрация растворимых веществ всегда больше в жидкой фазе.

Для обеспечения равномерного распределения парового потока по каналам сепаратора последний отодвигается от промывочного устройства на расстояние 600—800 мм.

Сепараторы собираются из жалюзийных пластин данной конфигурации в форме пакетов. Фиксация пластин в пакете и пакетов в корпусе осуществляется сваркой. Обеспечение шага между пластинами определяется дистанционирующими пластинами.

4.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГРЕЮЩЕЙ СЕКЦИИ ИСПАРИТЕЛЯ

Расчет основывается на использовании уравнений теплового и материального баланса испарителя и конденсатора-испарителя и выполняется для заданного расхода подпиточной воды (рис. 4.1).

Выбрав отбор, на который включается испаритель по греющему пару, автоматически устанавливаем границы изменения давления вторичного пара. Оно не может быть больше или равным давлению греющего пара и не должно быть меньше давления в нижестоящем подогревателе. Величина рабочего давления в объеме аппарата выбирается на основе вариантных расчетов. Поскольку в аппарате по обе стороны разделительной стенки теплоносители находятся в двухфазном состоянии, то температурный напор определяется как разность температур насыщения в потоках.

Поэтому для заданного давления греющего пара $P_{г.н}$ испарительной секции определим температуру насыщения $t_{г.н}$ и энтальпию конденсата греющего пара на линии насыщения $i_{г.н}$ по таблицам водяного пара. Приняв температурный напор на трубном пучке $\Delta t_{п/}$, определим температуру насыщения в потоке подпиточной воды

$$t_{г.н}' = t_{г.н} - \Delta t_{п/}.$$

Необходимо иметь в виду, что величина температурного напора в греющих секциях испарителей изменяется в интервале $10 \div 25^\circ\text{C}$. Определив температуру насыщения вторичного пара в объеме аппарата $t_{г.н}'$, по таблицам водяного пара найдем давление $P_{г.н}'$ и энтальпию сухого насыщенного пара $i_{г.н}'$ и воды $i_{г.н}$.

Запишем уравнение теплового баланса испарителя

$$G_{г.н}'(i_{г.н}' - i_{г.н}) = G_{н}(i_{н}' - i_{о.н}). \quad (4.1)$$

Из уравнения (4.1) относительно расхода греющего пара

$$G_{г.н}' = \frac{G_{н}(i_{н}' - i_{о.н})}{(i_{г.н}' - i_{г.н})}.$$

Поскольку конденсатор-испаритель по охлаждающей воде включен в контур основного конденсата системы регенерации, то уравнение теплового баланса конденсатора испарителя имеет вид

$$G_{о.н}(i_{г.н}' - i_{г.н}) = G_{н}(i_{н}' - i_{н}). \quad (4.2)$$

Решая уравнение (4.2) относительно неизвестной энтальпии основного конденсата на выходе из конденсатора испарителя, получим

$$i_{н}' = \frac{G_{н}}{G_{о.н}}(i_{г.н}' - i_{г.н}) + i_{н}.$$

По таблицам воды и водяного пара для заданного давления в потоке основного конденсата и энтальпии $i_{н}'$, находим температуру основного конденсата за испарителем $t_{н}'$.

Таблица 4.1. Определение оптимального значения поверхности испарителя

№ п/п	Наименование показателей	Расчетная формула или способ определения	Температурный напор $\Delta t'_n$			
			10	15	20	25
1	Температура насыщенного вторичного пара $t'_{\text{вн}}$, °C	$t'_{\text{вн}} = t_{\text{вн}} + \Delta t'_n$	115,5	110,5	105,5	100,5
2	Давление вторичного пара P_n , МПа	По таблицам водяного пара	0,172	0,147	0,122	0,103
3	Энтальпия водяного пара i'_n , кДж/кг	По таблицам водяного пара	2700	2690	2685	2680
4	Тепловая нагрузка греющей секции Q_I , МВт	$Q_I = G_n (i'_{n1} - i_{\text{ов}})$	6,36	6,34	6,32	6,30
5	Коэффициент теплопередачи трубного пучка испарителя K'_n , кВт/м² · рад	По формуле (3.8)	2,09	2,09	2,09	2,09
6	Энтальпия основного конденсата на выходе из конденсатора-испарителя $i'_{\text{кв}2}$, кДж/кг	$i'_{\text{кв}2} = \frac{Q_I}{G_{\text{ок}}} + i_{\text{кв}1}$	409	409	409	409
7	Температура основного конденсата на выходе из конденсатора-испарителя $t'_{\text{кв}2}$, °C	По таблицам водяного пара	98	98	98	98
8	Среднелогарифмический температурный напор трубного пучка конденсатора-испарителя, °C	По формуле (4.3)	22	16,5	10,5	5,56
9	Рабочий температурный напор испарителя Δt^p , °C	$\Delta t^p = \xi \Delta t'_n$	8,5	12,5	17	21,2
10	Коэффициент теплопередачи трубного пучка конденсатора-испарителя $K'_{\text{кн}}$, кВт/м² · град	По формуле (3.8)	5	5	5	5
11	Активная поверхность трубного пучка испарителя F_n , м²	$F_n = \frac{Q_I}{K'_n \Delta t^p}$	305	203	152	122
12	Активная поверхность трубного пучка конденсатора-испарителя $F'_{\text{кн}}$, м²	$F'_{\text{кн}} = \frac{Q_I}{K'_{\text{кн}} \Delta t'_n}$	55,0	75,0	115,0	218,0
13	Суммарная рабочая поверхность трубных пучков аппаратов установки F'_Σ , м²	$F'_\Sigma = F_n + F'_{\text{кн}}$	360	278	267	340

Находим средний логарифмический температурный напор трубного пучка конденсатора испарителя для

$$\Delta t'_n = \frac{t'_{\text{кв}2} - t_{\text{кв}1}}{\ln \frac{t'_s - t'_{\text{кв}2}}{t'_s - t_{\text{кв}1}}} \quad (4.3)$$

Расчетный температурный напор на трубном пучке испарителя определим с учетом наличия экономайзерного участка и повышения

температуры кипения по высоте кипяtilьной трубы

$$\Delta t_j^p = \xi \Delta t_{н,j}, \quad (4.4)$$

где $\xi = 0,85 \div 0,9$ — коэффициент учета изменения температурного напора по высоте кипяtilьной трубы.

Для каждого варианта температурного напора на трубном пучке испарителя рассчитаем значения: коэффициентов теплоотдачи от конденсирующегося греющего пара — $\alpha'_{1н}$; коэффициента теплоотдачи к вскипающей воде — $\alpha'_{2н}$; от конденсирующегося вторичного пара к трубкам конденсатора-испарителя — $\alpha'_{кн}$. Определим величины коэффициентов теплопередачи на трубных пучках испарителя $K'_н$ и конденсатора $K'_{кн}$.

Имея в виду, что тепловые нагрузки испарителя

$$Q_I = G_n (i'_{н} - i_{о.в.}), \quad (4.5)$$

определим поверхности трубного пучка испарителя и конденсатора-испарителя как

$$F'_н = Q_I / \Delta t_j^p K'_н; \quad F'_{кн} = Q_I / \Delta t'_{д} K'_{кн}.$$

В принятой методике определения поверхностей трубных пучков аппаратов не учитываются потери тепла через корпус и в трубопроводах.

Находим суммарную, рабочую поверхность установки во всех вариантах $F'_\Sigma = F'_н + F'_{кн}$ и строим график $F'_\Sigma = f(\Delta t_{н,j})$. Оптимальный температурный напор на испарителе $\Delta t_{н,j}^{opt}$ оцениваем по минимуму суммарной поверхности трубных пучков аппаратов установки (табл. 4.1).

Пример. Определить оптимальное значение температурного напора греющей секции испарителя $\Delta t_{н,j}^{opt}$ при следующих исходных данных: давление греющего пара $P_{гн} = 0,24$ МПа, расход подпиточной воды $G_n = 2,8$ кг/с; расход основного конденсата $G_{осн} = 195$ кг/с, температура основного конденсата на входе в конденсатор-испаритель $t_{кн,j} = 90^\circ\text{C}$, энтальпия хлороцистиновой воды на входе в испаритель $i_{ов} = 426$ кДж/кг, температура насыщения греющего пара $t_{м} = 125,5$.

Результаты расчета приведены в табличной форме для нескольких вариантов температурного напора.

По результатам расчетов строим графики $F_n = f_1(\Delta t_j)$, $F_{кн} = f_2(\Delta t_j)$ и $F_\Sigma = f_3(\Delta t_j)$. По минимуму суммарной поверхности как минимум затрат на установку определяем оптимальное значение температурного напора $\Delta t_{н,j}$ и величину рабочего давления вторичного пара P_n (рис. 4.5).

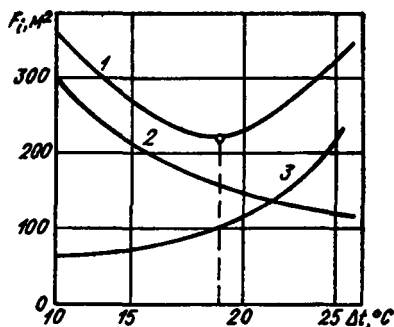


Рис. 4.5. Изменение рабочей поверхности испарителя и конденсатора испарителя в функции температурного напора:

1 — изменение суммарной рабочей поверхности; 2 — изменение поверхности испарителя; 3 — изменение поверхности конденсатора испарителя

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ЦИРКУЛЯЦИИ В ИСПАРИТЕЛЕ

Скорость циркуляции в греющей секции испарителя определяется из условий равновесия движущего напора кипящей жидкости $P_{дв}$ и суммарных потерь на трение в каналах и местных сопротивлениях циркуляционного контура $\sum_{i=1}^m \Delta P_i$.

Движущий напор при условии равномерной тепловой нагрузки определяется из уравнения

$$P_{дв} = \left[H - \frac{W_0}{W_0 + m} (H - h) - h \frac{W_0}{m} \ln \left(1 + \frac{m}{W_0} \right) \right] 10^4, \quad (4.6)$$

где W_0 — скорость воды на входе в кипяtilьные трубки, м/с; h — активная высота зоны теплоотдачи, м; m — приращение скорости воды в результате парообразования, м/с.

Приращение скорости воды найдем из выражения

$$m = \frac{G_u}{f_u} \left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho} \right), \quad (4.7)$$

где f_u — площадь сечения трубок, м². Из уравнений (4.6) и (4.7) следует, что для расчета движущего напора необходимо задать рабочую высоту трубного пучка h , толщину трубной доски $\delta = \frac{H - h}{2}$, скорость воды на входе в обогреваемые трубки W_0 .

Следовательно, расчету скорости циркуляции должна предшествовать предварительная конструктивная проработка греющей секции испарителя.

Задав скорость воды на входе в кипяtilьные трубы W_0 , отношение диаметров труб d_1/d_2 , определим количество кипяtilьных труб в греющей секции испарителя как

$$N = \frac{4G_u}{\pi d_1^2 W_{0p'}}.$$

Вычислив для варианта оптимального температурного напора поверхность теплообмена трубного пучка испарителя F_u^{opt} , найдем рабочую высоту кипяtilьной трубы

$$h = \frac{F_u^{opt}}{N \pi d_2}.$$

В зависимости от принятой схемы подвода пара в греющую секцию выполним ее в цилиндрической или кольцевой форме.

Приняв расположение кипяtilьных труб по сторонам равноугольного треугольника, определим геометрические размеры трубной доски аналогично определению гладкотрубного подогревателя (см. п. 3.3.2).

Толщину обечайки греющей секции S примем по сортаменту листового проката на основании расчета на прочность оболочек, работающих под избыточным давлением. Тогда наружный диаметр

корпуса греющей секции

$$D_n = D_{тр} + 2S.$$

Толщина трубной доски, приваренной к корпусу при давлении со стороны межтрубного пространства, определяется по формуле

$$\delta = 0,393kD_{тр} \sqrt{\frac{1}{\varphi\sigma_{дон}} \left[P \left(1 - 1,27 \frac{n f_n}{D_{тр}^2} \right) + P_\tau - \frac{P'_0}{2} \right]}, \quad (4.8)$$

где P — избыточное внутреннее давление в греющей секции, Па; f_n — сечение анкерной связи, м^2 ; n — число анкерных связей; $\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d_2}{t}$ — коэффициент ослабления отверстиями; $t = (1,3 - 1,4) d_2$ — шаг отверстий; $D_{тр}$ — диаметр трубной доски, м; P_τ — дополнительное усилие от разности температурных удлинений трубок и корпуса, Па; P'_0 — дополнительное усилие от давления, воспринятое трубками, Па.

Минимальная толщина трубной доски из условий надежной развальцовки трубок должна быть $\delta_{\min} = 50 + 0,125d_2$, мм.

Высота циркуляционного контура

$$H = h + 2\delta_{\min} + n_1\delta_1,$$

где δ_1 — толщина разделительных перегородок в паровом пространстве греющей секции, м; n_1 — число разделительных перегородок.

Внутренний диаметр корпуса испарителя выбирается так, чтобы живое сечение зазора между греющей секцией и корпусом с учетом его загромождения опускаемыми трубами обеспечивало бы скорость воды в щели, не превосходящую 2—2,5 м/с из соображений эрозионного износа.

Из условий неразрывности течения запишем

$$F_{щ} W_{щ} = \frac{\pi d_1^2}{4} N W_0, \quad (4.9)$$

где $F_{щ} = \frac{\pi}{4} [(D_k^2 - D_n^2) - d_{0,тр}^2 n]$ — площадь живого сечения щели, м^2 ; D_k — диаметр корпуса испарителя внутренний, м; n — число опускаемых труб, шт.; $W_{щ}$ — скорость воды в щели, м/с.

Разрешая (4.9) относительно D_k , получим, м,

$$D_k = \sqrt{D_n^2 + d_{0,тр}^2 n + N d_1^2 \frac{W_0}{W_{щ}}}.$$

Для расчета коэффициента трения в кольцевой щели необходимо определить ее эквивалентный диаметр

$$D_{эв} = \frac{4F_{щ}}{\pi (D_k + D_n + n d_{0,тр})}. \quad (4.10)$$

Располагая геометрическими характеристиками циркуляционного контура, осуществим расчет движущего напора, потерь на ускорение потока и потерь сопротивления подводящих линий. Однако при этом для расчета потерь на выходе из кипятильных труб необходимо определить скорость паровой фазы $W_{\text{вых}}$.

Таблица 4.2. Расчет циркуляции в греющей секции

№ п/п	Наименование показателя	Расчетная формула или способ определения	Скорость воды		
			1,0	1,8	2,4
1	Расход вторичного пара G_n , кг/с	Задается	8,34	8,34	8,34
2	Живое сечение трубного пучка f_n , м ²	$f_n = N \frac{\pi d_1^2}{4}$	1,24	1,24	1,24
3	Плотность воды в объеме аппарата, ρ' , кг/м ³	По таблицам воды и водяного пара	890	890	890
4	Плотность насыщенного вторичного пара ρ'' , кг/м ³	По таблицам воды и водяного пара	4,95	4,95	4,95
5	Приращение скорости m , м/с	По формуле (4.7)	1,35	1,35	1,35
6	Движущий напор циркуляционного контура $P_{дв}$, Па	По формуле (4.6)	10 280	6770	5780
7	Потери на увеличение скорости, Па	$\left(\frac{mW_0}{2g}\right) 10^6$	618	1128	1500
8	Потери на входе в кипятяльные трубы $\Delta P_{вх}$, Па	$\Delta P_{вх} = \xi_{вх} \frac{\rho' W_0^2}{2}$	222	718	1280
9	Коэффициент трения в кипятяльных трубах λ	$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{d}{\Delta}\right)^2}$	0,0404	0,0404	0,0404
10	Потери трения в кипятяльных трубах $\Delta P_{тр}$, Па	$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{H}{d_1} \frac{\rho' W_0^2}{2}$	1900	6150	10 920
11	Скорость пара на выходе из трубок греющей секции $W_{вых}$, м/с	$W_{вых} = \frac{4G_n}{\pi d_1^2 \rho''}$	1,36	1,36	1,36
12	Потери на выходе из трубок $\Delta P_{вых}$, Па	По формуле (4.11)	710	1920	3180
13	Скорость воды в кольцевой щели $W_{щ}$, м/с	$W_{щ} = \frac{W_0 \pi d_1^2 N}{4F_{щ}}$	0,795	1,43	1,9
14	Эквивалентный диаметр кольцевой щели $D_{экв}$, м	По формуле (4.10)	0,367	0,367	0,367
15	Коэффициент трения в кольцевой щели λ	$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{D_{экв}}{2\Delta}\right)^2}$	0,2	0,2	0,2
16	Потери трения в кольцевой щели $\Delta P_{трщ}$, Па	$\Delta P_{трщ} = \lambda \frac{H}{D_{экв}} \frac{\rho' W_{щ}^2}{2}$	312	1000	1780
17	Потери на вход и выход из щели $\Delta P_{щ}$, Па	$\Delta P_{щ} = (\xi_{вх} + \xi_{вых}) \frac{\rho' W_0^2}{2}$	670	2170	3850
18	Сумма потерь напора на ускорение, трение и на местных сопротивлениях ΔP_{Σ} , Па	$\Delta P_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \Delta P_j$	4432	13 086	22 610

Приняв, что все подведенное в греющей секции тепло Q идет на парообразование, получим расход пара

$$G_n = \frac{Q}{rN},$$

где r — скрытое тепло парообразования; N — число кипяtilьных труб.

Тогда

$$W_{\text{вых}} = \frac{4G_n}{\pi d_1^2 \rho'}.$$

Потери на выходе из кипяtilьных труб

$$\Delta P_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} \frac{\rho' W_0^2}{2} \left[1 + \frac{W_{\text{вых}}}{2W_0} \left(1 - \frac{\rho'}{\rho} \right) \right]. \quad (4.11)$$

Для определения оптимальной скорости циркуляции необходимо задаться рядом ее значений и рассчитать движущий напор $P_{\text{дв}} = f(W_0)$ и потери напора на ускорение и сопротивление подводящих линий — $\Delta P_{\Sigma} = f_2(W_0)$. Расчетное значение $W_0^{\text{опт}}$ найдем графически как точку пересечения двух кривых.

Определив $W_0^{\text{опт}}$, рассчитаем кратность циркуляции

$$K_n = \frac{W_0^{\text{опт}}}{G_n} \frac{\pi d_1^2}{4} N \rho'. \quad (4.12)$$

В вертикальных испарителях кипящего типа кратность циркуляции составляет обычно 80—180 единиц.

Пример. Определить скорость циркуляции в циркуляционном контуре испарителя при следующих исходных данных: расход вторичного пара $G_n = 8,33$ кг/с; давление греющего пара $P_{\text{гп}} = 1,32$ МПа; температура насыщения греющего пара $t_{\text{гп}} = 192,5$ °С; давление вторичного пара $P_n = 0,96$ МПа; температура насыщения вторичного пара $t_n = 178,2$ °С; температура деаэрированной питательной воды $t_{\text{ов}} = 172$ °С.

Геометрические характеристики греющей секции, полученные в предварительной конструктивной проработке: внутренний диаметр кипяtilьных труб $d_1 = 38$ мм; число труб в греющей секции $N = 1440$; активная высота (рабочая высота) трубок $h = 3400$ мм; толщина трубных досок $\delta = 40$ мм; высота циркуляционного контура $H = 3500$ мм; диаметр трубой доски $D_{\text{тр}} = 2,38$ м; наружный диаметр греющей секции $D_n = 2,424$ м; внутренний диаметр корпуса испарителя $D_k = 2,794$ м.

По результатам расчета движущего напора $P_{\text{дв}} = f_1(W_0)$ и суммарных потерь напора на циркуляционном контуре $\Delta P_{\Sigma} = f_2(W_0)$ строим графики $P_{\text{дв}}$ и ΔP_{Σ} . Точка пересечения кривых определяет расчетную скорость воды в кипяtilьных трубах, обеспечивающую циркуляционное течение (рис. 4.6). Из расчетного примера следует, что расчетная скорость циркуляции $W_0^{\text{опт}} = 1,32$ м/с. Этой скорости отвечает кратность циркуляции $K_n = 150$. Таким образом, кратность циркуляции лежит в допустимых границах.

Определив скорость циркуляции, необходимо уточнить коэффициенты теплопередачи на трубном пучке испарителя. Если коэф-

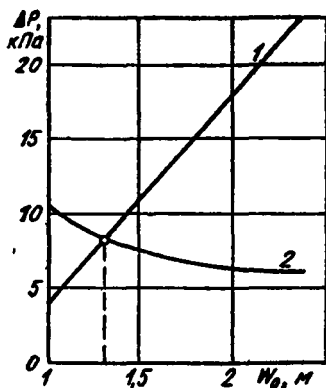


Рис. 4.6. Изменение сопротивления сети и движущего напора:

1 — гидравлическое сопротивление циркуляционного контура;
2 — движущий напор в контуре

коэффициент теплопередачи K_n , полученный в уточненном расчете, отличается от предварительного его значения не более 5—7 %, то принятые геометрические размеры испарительной секции можно оставить без изменений.

Паропромысловое устройство представляет собой непроточную барботажную ступень. Расчет необходимого числа отверстий на листе, высоты паровой подушки, сечения сливных каналов осуществляются по методикам расчета и проектирования барботажных ступеней деаэраторов.

Сепарационный отсек испарителя выполняется в форме пакетов жалюзийных пластин. Характеристики жалюзийной системы определяются по методике расчета и проектирования жалюзийных пластин в СПП.

Выполнив проектную проработку испарителя, необходимо сопоставить его данные с данными аппаратов стандартного ряда.

4.4. УСЛОВИЯ НОРМАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Основным условием, предъявляемым к испарительным установкам, является поддержание качества вторичного пара.

При увеличении количества выпариваемой воды на 1 м³ объема парового пространства испарителя против расчетного ведет к ухудшению сепарации и выносу капель неиспарившейся воды в конденсатор-испаритель. Следовательно, узловым вопросом работы испарителя оказывается стабильная тепловая нагрузка греющей секции аппарата.

Повышение уровня жидкости в объеме аппарата ведет к уменьшению парового объема и, как следствие, к ухудшению эффекта сепарации вторичного пара.

Необходимо поддержание стабильного давления в объеме аппарата. Так, резкое снижение давления ведет к вскипанию воды и ее забросу в конденсатор-испаритель. Подобного рода явления возникают при резком увеличении расхода подпиточной воды, резких сбросах нагрузки, если испаритель работает на паре отбора турбины.

Поддержание качества вторичного пара, а значит, оптимального солесодержания выпариваемой воды существенно зависит от количества продувочной воды. Уменьшение продувки ведет к увеличению солесодержания в выносимой из конденсатора-испарителя влаге, к увеличенному и ускоренному накипеобразованию на поверхностях нагрева. Увеличение продувки ведет к снижению солесодержания, но одновременно к увеличению потери тепла с про-

дувочной водой. Поэтому выбор оптимальной продувки — задача технико-экономическая, требующая оптимизации решения из-за сложности физико-химических процессов. Она может быть решена лишь экспериментально на основе регрессивного многофакторного эксперимента с применением методов планирования.

Контрольные вопросы

1. Какие функции выполняют испарительные установки на тепловых и атомных электростанциях? Что представляет собой испарительная установка?
2. Каким образом требование к качеству вторичного пара влияет на конструктивное решение испарителя?
3. Какие конструктивные решения греющей секции испарителя Вы знаете? В зависимости от каких факторов применяются аппараты с вынесенной зоной кипения?
4. Как организованы потоки воды и пара в вертикальных испарителях?
5. Конструктивная схема вертикального испарителя. Какие системы предусматриваются в испарителе и их технологические функции?
6. Особенности конструктивного решения греющей секции испарителя. Как обеспечиваются плотность парового пространства, жесткость трубной системы, отвод конденсата греющего пара, тепловые расширения секции?
7. Схема организации промывки вторичного пара. Конструктивные особенности паропромывочного устройства.
8. Каким образом устанавливаются границы изменения давления вторичного пара при проектировании испарителя? Как определить температуру основного конденсата на выходе из конденсатора-испарителя?
9. Почему для определения оптимального температурного напора на испарителе необходимо построить график изменения суммарной поверхности теплообмена испарителя и конденсатора-испарителя в функции от температурного напора?
10. Методика расчета скорости естественной циркуляции воды в зоне греющей секции.
11. Каким образом на качество выпариваемой воды влияют: объем выпара на 1 м³ объема парового пространства; увеличение продувки; уменьшение продувки?
12. Каково значение поддержания уровня воды в испарителе на качество вторичного пара? Каково значение поддержания давления в объеме аппарата?

Глава 5. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ТУРБОУСТАНОВОК

Термодинамически в цикле паросиловой установки конденсационное устройство выполняет роль холодного источника. Понижение температуры холодного источника повышает термический к. п. д. цикла.

При конденсации пара в конденсаторе решаются задачи рационального осуществления цикла: уменьшение удельного объема рабочего тела вследствие фазового перехода из газообразного состояния в жидкое; отвод тепла к холодному источнику; сохранение рабочего тела в виде конденсата для его постоянной циркуляции в цикле.

Водяной пар всегда имеет в своем составе неконденсирующиеся газы, которые выделяются в процессе парообразования; одновременно в конденсатор из атмосферы через неплотности вакуумной системы проникает часть воздуха. В присутствии неконденсирующихся газов не достигается полной конденсации пара.

Для нормальной работы конденсационного устройства при давлении существенно ниже атмосферного необходимо обеспечить непрерывный отвод тепла конденсации пара. Это осуществляется за счет прокачки охлаждающей воды через трубки конденсатора. Для этого реализуется циркуляционная система водоснабжения с насосами, внешними охладителями и другими элементами:

обеспечить непрерывный отвод неконденсирующихся газов из объема конденсатора. Это выполняется пароструйными или водоструйными эжекторами;

обеспечить непрерывный отвод конденсата из конденсатора. Откачка производится конденсатными насосами, подающими основной конденсат в систему регенеративного подогрева;

обеспечить прием пара в пусковых и остановочных режимах, минуя турбину. Прием пара осуществляется приемно-сбросным устройством, выполняемым либо внутри конденсатора, либо вблизи него;

обеспечить допустимое содержание кислорода в конденсате. Реализуется деаэрационным конденсатосборником, выполняющим роль первой ступени деаэрирования основного конденсата.

Поэтому в состав конденсационного устройства входят: собственно конденсатор; воздухоудаляющая система; конденсатная и циркуляционная системы; деазирующее устройство для удаления коррозионно-активных газов, растворенных в воде; дроссельно-увлажнительная установка для сброса в конденсатор свежего пара; система непрерывной шариковой очистки внутренней поверхности трубок конденсатора от органических отложений, а также элементы системы автоматики и КИП.

Таким образом, в процессе проектирования необходимо решить комплекс задач: осуществить расчет и конструктивную проработку собственно конденсатора; выбрать воздухоотсасывающее устройство; выбрать циркуляционные насосы и систему охлаждения циркуляционной воды; выбрать конденсатные насосы первого и второго подъема с учетом гидравлических сопротивлений трубопроводов и аппаратов регенерации низкого давления; рассчитать деазирующее устройство конденсатосборника; спроектировать приемно-сбросное устройство.

5.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНДЕНСАТОРОВ

Каждый конденсатор характеризуется: количеством корпусов, диаметром и толщиной трубок, числом ходов по воде, давлением в конденсаторе, удельной паровой нагрузкой, кратностью охлаждения, гидравлическим сопротивлением по воде и по пару.

Поскольку современные паровые турбины большой мощности имеют большое число потоков пара в части низкого давления, то конденсатор должен быть приспособлен, чтобы принять все паровые потоки.

В отечественной практике наиболее частым являются варианты одно- и двухкорпусного выполнения конденсатора с параллельными потоками пара в них.

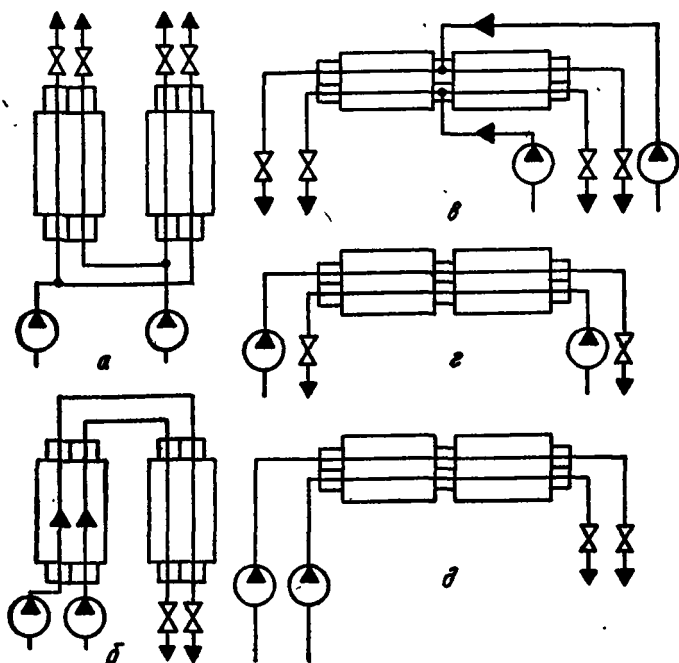


Рис. 5.1. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде

На рис. 5.1 показаны схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде. Варианты включения *а* и *б* — с двухкорпусным конденсатором, расположенным поперечно относительно оси турбины; схема *а* — с параллельным включением корпусов, схема *б* — с последовательным включением по воде. Эти схемы хорошо вписываются в компоновку турбин типа К-160-130 и К-200-130.

Сегодня выявилась тенденция применять на многопоточных выхлопах один конденсатор с аксиальным расположением. В аксиальных схемах также возможно параллельное (*в*) и последовательное (*г*, *д*) включение корпусов по воде.

Аксиальная компоновка позволяет разделить конденсатор на секции с различным давлением насыщения.

Поскольку по мере движения пара давление его снижается из-за гидравлических потерь, а температура насыщения — как из-за снижения давления, так и из-за снижения парциального давления пара по мере его конденсации, то целесообразно выполнение конденсатора двухходовым по воде. При этом первый ход осуществляется в зоне пониженного давления пара.

Определяющее влияние на конструкцию конденсатора оказывают условия его привязки к турбине. Длительное время основным решением оставалось подвальное расположение конденсатора под частью низкого давления. Однако для тихоходных турбин в последнее время применяются боковые бесподвальные конденсаторы с аксиальным расположением (рис. 5.2).

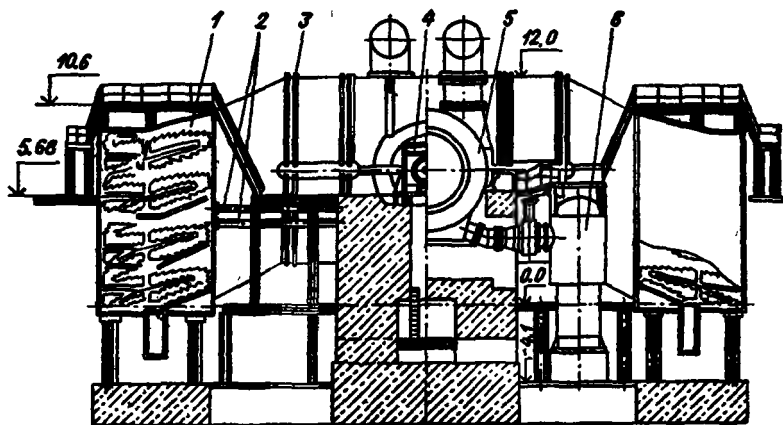


Рис. 5.2. Боковой бесподвальный конденсатор турбоустановки К-500-60/1500 ХТГЗ:

1 — конденсатор; 2 — гибкие опоры; 3 — компенсаторы; 4 — корпус подшипника;
5 — корпус ЦНД; 6 — регенеративный подогреватель

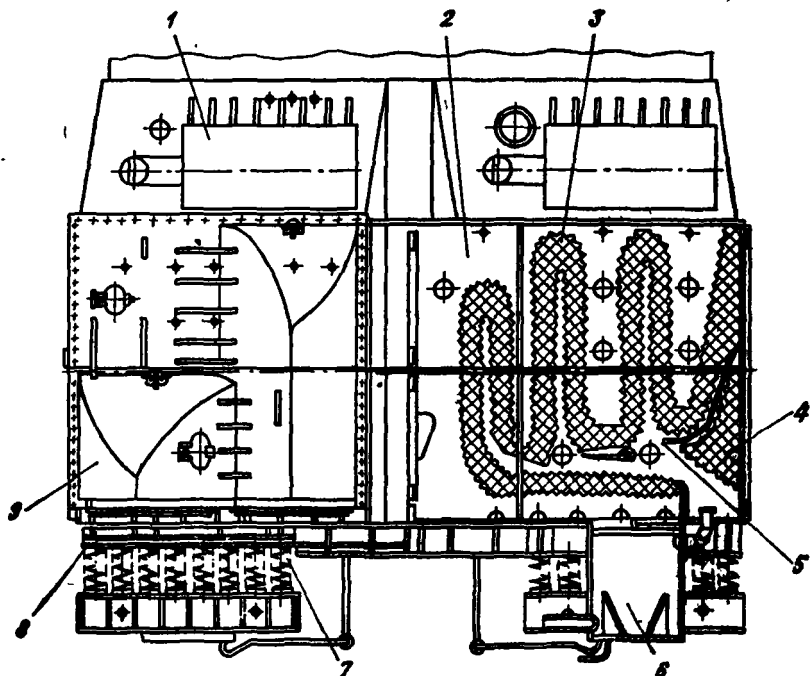


Рис. 5.3. Подвальный конденсатор турбоустановки К-300-240-2:

1 — приемно-сбросное устройство; 2 — промежуточные трубные доски; 3 — трубный пучок; 4 — воздухоохладитель; 5 — щиты паровые; 6 — конденсатороборинк; 7 — опора пружинная; 8 — рама опорная; 9 — крышка передних водяных камер

Пар из ЦНД в конденсаторы направляется по горизонтальным прямоугольным патрубкам. На патрубках установлена система металлических компенсаторов, обеспечивающих возможность перемещений корпуса ЦНД и конденсатора. Усилия от действия атмосферного давления на корпус конденсатора воспринимаются системой гибких опор на фундамент. Выхлопные патрубки выполнены относительно горизонтального разъема. Пар из верхней половины в нижнюю не перетекает. Поперечный размер горизонтального разъема ЦНД турбины К-500-60/1500 составляет 7 м. У турбины с нижним выхлопом он равен 13—15 м.

Масса конденсатора в нагружении фундамента турбины не участвует. Отметим, что масса конденсатора с водой составляет 1800 т.

Отсутствие конденсатора под турбиной позволяет сделать фундамент компактным, одновременно уменьшается высота фундамента.

Аэродинамические исследования показали, что симметричные выхлопы турбины К-500-60/1500 позволяют восстановить 30 % энергии потока.

В боковых конденсаторах при их относительно большой высоте пучок выполняется, как и в подвальных, в форме ленты, скомпонованной из однотипных элементов, расположенных один за другим по высоте. На рис. 5.3 показана конструкция подвального конденсатора турбины К-300-240-2 ХТГЗ. Охлаждающая поверхность конденсатора с центральным проходом для пара с боковыми отсосами паровоздушный смеси состоит из двух симметричных относительно оси конденсатора трубных пучков, скомпонованных относительно воздухоохладителя. Ленточная форма пучка способствует увеличению живого сечения. Несконденсировавшийся пар и воздух поступают к воздухоохладителю. Пучок размещается в стальном цельносварном корпусе, имеющем форму прямоугольника. Днище конденсатора укреплено приварной опорной рамой, которая придает жесткость конденсатору. Нагрузка от опорной рамы воспринимается пружинными опорами.

5.1.1. Конструкция трубной системы

При разработке конструкции трубной системы конденсатора необходимо соблюдать прежде всего принципы компоновки трубного пучка, одинаковые как для турбин ТЭС, так и АЭС. Они сводятся к следующему:

1. Должен быть выбран вариант компоновки пучка (с боковым или центральным отсосом воздуха), обеспечивающий минимальные потери на входе в пучок.

- 2: Трубный пучок выполняется в виде многократно свернутой ленты симметрично относительно вертикальной оси конденсатора с глубокими проходами на внешней стороне пучка. При этом увеличивается живое сечение на стороне входа пара благодаря увеличению его периметра. Малые скорости пара при входе в пучок достигаются также за счет разрядки трубок в первом ряду, как следствие снижения парового сопротивления. В глубоких внешних паровых

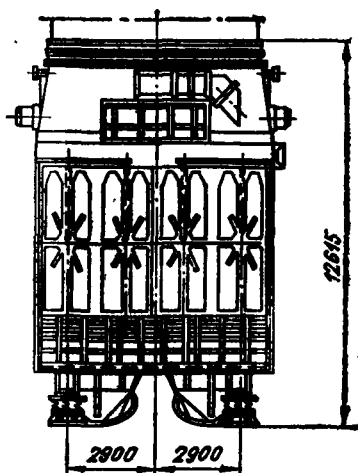
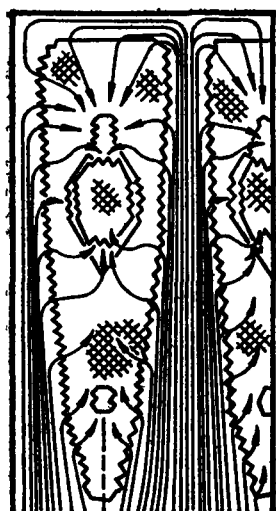


Рис. 5.4. Секционная компоновка трубного пучка конденсатора КЦС-3 турбины К-800-240 ЛМЗ

проходах обеспечиваются регенеративный подогрев стекающего конденсата и его деаэрация.

3. Организация свободного доступа пара через боковые и центральные проходы в нижнюю часть пучка для регенерации и деаэрации конденсата.

4. Должны быть выполнены сравнительно малая глубина трубного пучка в направлении хода пара и небольшое число рядов труб в ленте. В зависимости от вакуума скорость пара не должна превышать 100—120 м/с, а число рядов труб в ленте 12—14—16.

5. Обязательно выделяется зона воздухоохладителя. Специальные методы ее компоновки позволяют уменьшить удельные объемы отсасываемой паровоздушной смеси и соответственно мощность воздухоотсасывающих устройств.

6. В трубном пучке для снижения парового сопротивления конденсатора создаются внутренние проходы для паровоздушной смеси. Они должны быть наиболее короткими и иметь по возможности прямой путь к месту отсоса.

7. Необходимо предусматривать конструктивные элементы, обеспечивающие улавливание и отвод конденсата в трубном пучке на промежуточных уровнях по его высоте для предотвращения переохлаждения конденсата и уменьшения парового сопротивления трубного пучка. На рис. 3 четко просматривается ленточная компоновка трубного пучка конденсатора с боковым расположением зоны воздухоохладителя.

Представляет интерес выполнение трубного пучка со встроенным теплофикационным пучком для турбин типа Т. Расположенный в центральной зоне конденсатора трубный пучок является первой ступенью подогрева сетевой воды.

В мировой энергетике все шире находит распространение секционная компоновка трубного пучка, что способствует выравниванию распределения тепловых нагрузок по поверхности конденсатора (рис. 5.4).

Для боковых конденсаторов при ленточной компоновке трубного пучка предусматривается выполнение воздухоохладителей в пределах локальных зон, образованных отдельными зигзагами ленты. Таким образом, в вертикальном направлении конденсатор разделен как бы на четыре самостоятельных конденсатора, имеющих идентичную компоновку трубного пучка (рис. 5.5). Как видно, компоновка трубного пучка боковых конденсаторов является вариантом секционной компоновки.

Трубки трубного пучка конденсатора завальцовываются в передней и задней трубной доске. Однако для обеспечения плотности парового пространства конденсатора и недопущения попадания в него технической воды из циркуляционного контура, в случае нарушения плотности вальцовки предусматривается два метода уплотнения парового пространства: уплотнение нанесением битумного покрытия на трубной доске, выполнение сдвоенных концевых трубных досок с подводом уплотняющего конденсата в пространство между досками. Конструкция сдвоенной трубной доски и схема организации подачи уплотняющего конденсата показаны на рис. 5.6.

В целях повышения эффективности трубного пучка и конденсатора в целом за счет уменьшения парового сопротивления пучка и переохлаждения конденсата предусматривается постановка внутри массива трубного пучка и в типовых проходах сливных трубок, представляющих собой корытообразные желобки, имеющие по концам отверстия для стока конденсата по трубным доскам.

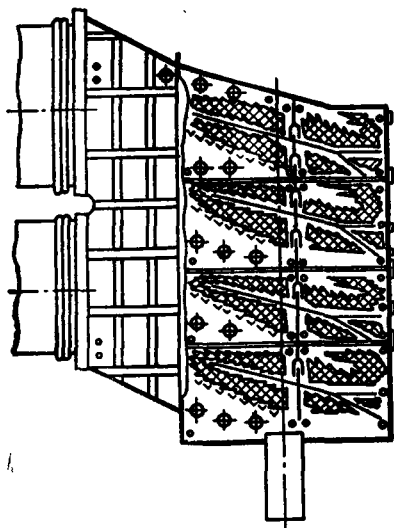


Рис. 5.5. Компоновка трубного пучка бокового конденсатора турбины К-500-60/1500

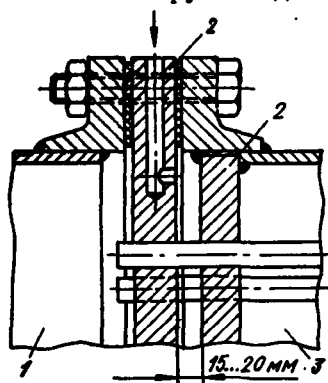


Рис. 5.6. Сдвоенная трубная доска:
1 — водяная камера; 2 — трубные доски; 3 — паровое пространство конденсатора

Для этой же цели во внутренних проходах трубного пучка устанавливаются паровые щиты. Для выравнивания давления по обе стороны парового щита предусматривается постанова втулок. Выступающая часть втулок предотвращает перекрытие отверстий стекающим конденсатом.

В целях повышения жесткости трубной системы конденсатора необходима постанова промежуточных трубных досок. Для выравнивания давления по обе стороны промежуточной доски в теле ее, свободном от трубного пучка, выполняются фасонные отверстия.

5.1.2. Водяные камеры конденсаторов

Подвод и слив охлаждающей воды к трубному пучку конденсатора осуществляются через водяные камеры.

Современные конденсационные установки мощных паровых турбин выполняются в большинстве случаев двухходовыми по воде. Это означает, что передняя водяная камера имеет разделительную перегородку для организации подвода охлаждающей воды к трубному пучку первого хода и отвода воды с трубного пучка второго хода.

Существует два способа соединения корпуса водяной камеры с трубной доской. Один способ — неразъемное сварное соединение. В этом случае к трубной доске приваривается как корпус водяной камеры, так и разделительная перегородка. Второй способ — разъемное соединение на болтах с уплотнением.

Поскольку водяные камеры конденсатора работают под избыточным давлением, то необходима постанова продольных анкерных связей крышек водяных камер с трубными досками. Вместе с тем необходима также организация уплотнения крышки с корпусом и разделительными перегородками водяной камеры для недопущения перетекания и утечки технической воды в машинный зал. Пример конструктивного решения этой задачи показан на рис. 5.7.

Для уменьшения гидравлических потерь в днище крышки вварены патрубки с фланцами для соединения с подводящими и сливными циркуляционными водоводами. Форма крышки должна обеспечивать снижение общего гидравлического сопротивления конденсатора.

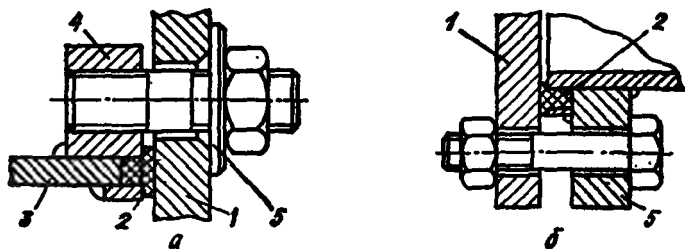


Рис. 5.7. Конструкции крепления крышек водяных камер в конденсаторе:

а — установка крышки водяной камеры с уплотнением резиной по перегородке водяной камеры; б — закрепление крышки по фланцам водяных камер; 1 — крышка; 2 — резина; 3 — перегородка в камере; 4 — прокладка; 5 — фланец.

5.1.3. Конструкция корпуса конденсатора

Корпуса современных конденсационных установок представляют собой цельносварные конструкции с использованием для их изготовления листового и профильного проката.

По мере увеличения единичной мощности турбоустановок геометрические очертания корпуса все более приближаются к параллелепипеду. Для блоков большой мощности с двухпоточными ЦНД конденсаторы выполняются также двухпоточными. В этом случае эффективно выполнение трубного пучка с центральным расположением воздухоохладителя. На рис. 5.8 показана конструкция корпуса конденсатора турбины К-300-240 ХТГЗ. В поперечном сечении корпус имеет форму прямоугольника. Боковые плоские стенки корпуса укреплены элементами жесткости — швеллерами. Днище конденсатора укреплено приварной сварной рамой, которая одновре-

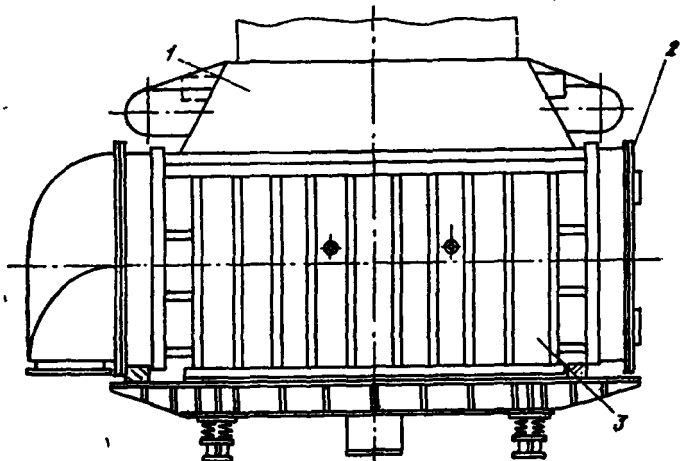


Рис. 5.8. Корпус конденсатора турбины К-300-240:

1 — патрубок переходной; 2 — крышки задних водяных камер;
3 — корпус конденсатора

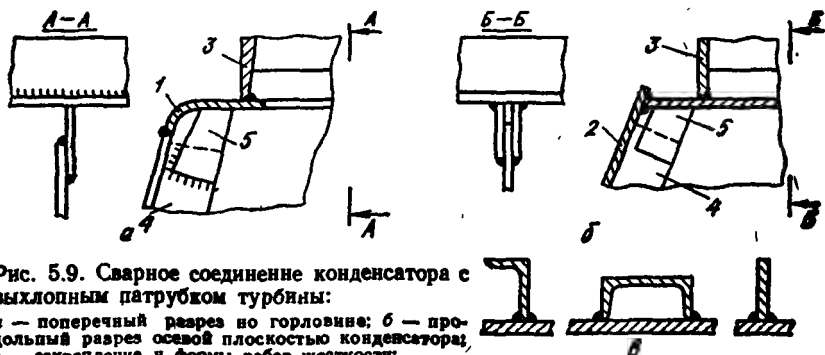


Рис. 5.9. Сварное соединение конденсатора с выпускным патрубком турбины:

а — поперечный разрез по горловине; б — продольный разрез осевой плоскостью конденсатора;
1 — закрепление в формы ребер жесткости;
1 — продольная стенка конденсатора; 2 — поперечная стенка горловины конденсатора;
3 — стенка выпускного патрубка; 4 — ребро жесткости; 5 — косышка

менно придает общую жесткость конденсатору в целом. Опорная рама состоит из несущих и соединяющих сварных балок двутаврового сечения. К переходному патрубку конденсатора приваривается корпус приемно-сбросного устройства. Узлы сварки корпусов показаны на рис. 5.9.

5.1.4. Конденсатосборник

Отвод конденсата из конденсатора турбоустановки осуществляется через конденсатосборник, устанавливаемый в днище конденсатора. Для организации регенеративного подогрева конденсата за счет прямого контакта пара и конденсата конденсатосборник вваривается в днище корпуса так, чтобы был выступающий буртик, обеспечивающий обязательный слой конденсата на днище.

В соответствии с правилами технической эксплуатации содержание кислорода в конденсате турбин с давлением 8,83 мПа и более не должно превышать 20 мкг/кг. Поэтому необходима предварительная деаэрация воды до ее поступления в деаэратор. Это осуществляется посредством ступени деаэрирования в объеме конденсатосборника. При изготовлении деаэрационных конденсатосборников применяются: струйные ступени, барботажные ступени, пленочные с неорганизованной насадкой.

На рис. 5.10 показана схема деазирующего устройства турбины К-500-240-1 ХТГЗ. Устройство деаэрирует конденсат, который проходит только через пучок воздухоохладителя. Особенностью устройства является использование собственно конденсирующего пара для нагрева конденсата до температуры насыщения. Конденсат поступает на дырчатый лист 2, откуда в виде струй вытекает в водяной объем конденсатосборника 1.

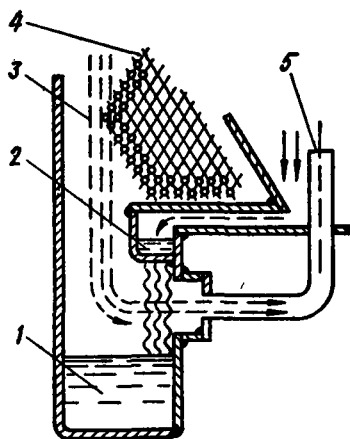


Рис. 5.10. Схема деазирующего устройства, установленного в конденсатосборнике конденсатора К-11520 турбины К-500-240-1 ХТГЗ:

1 — водяной объем конденсатосборника; 2 — дырчатый лист; 3 — греющий пар; 4 — трубки; 5 — канал к воздухоохладителю

пара для нагрева конденсата до температуры насыщения. Конденсат поступает на дырчатый лист 2, откуда в виде струй вытекает в водяной объем конденсатосборника 1.

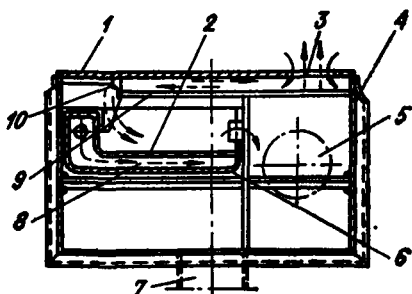


Рис. 5.11. Деазирующее устройство конденсатора турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — конденсатор; 2 — барботажный лист; 3 — прямоугольное отверстие; 4 — конденсатосборник; 5 — лаз; 6 — порог; 7 — подвод конденсата к насосам; 8 — паровая камера; 9 — лист; 10 — зубчатый порог

Греющий пар 3 из конденсатора 4 направляется по каналу 5 к воздухоохладителю. Недостатком устройства является невозможность деаэрации всего конденсата в случае его насыщения выше нормы.

На рис. 5.11 приведена схема деазирующего устройства, применяемого в конденсаторе 300КЦС-3 турбины К-300-240 ЛМЗ. Основным элементом устройства является барботажный перфорированный лист 2 с порогом 6. Конденсат сливается через зубчатый порог 10 с листа 9 на барботажный лист 2. Из конденсатора 1 через отверстие 3 конденсат поступает на лист 9. Пар на барботаж через коллектор поступает в камеру 8. Сопла коллектора распределены равномерно и рассчитаны на критический расход.

В конденсаторах турбин типа Т деазирующие вставки выполняются в виде пленочных ступеней с неорганизованной насадкой из омегообразных элементов. Для заполнения насадочной камеры могут использоваться и другие элементы. В качестве греющего используется пар нижнего теплофикационного отсека.

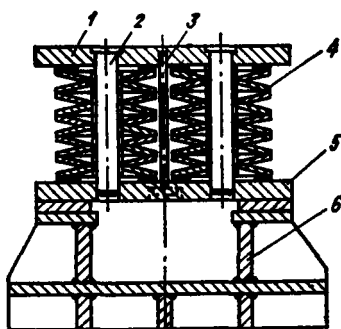


Рис. 5.12. Опора к конденсатору турбины К-300-240 ЛМЗ тарелочного типа:

1 — верхняя плита; 2 — центровочные стержни; 3 — связующий болт; 4 — упругие стальные тарелки; 5 — нижняя плита; 6 — жесткая сварная рама

5.1.5. Опорные конструкции конденсаторов

В современных конденсаторах применяется жесткое присоединение патрубков турбины и конденсатора. При таком соединении турбины с конденсатором применяются пружинные опоры подвальных конденсаторов. На рис. 5.12 показаны типичные конструктивные решения пружинных опор. Жесткость пружин выбирается так, чтобы они воспринимали вес конденсатора без воды.

При решении турбоустановки с боковыми конденсаторами передача усилия на фундамент осуществляется через гибкие опоры.

5.2. ПРИЕМНО-СБРОСНЫЕ УСТРОЙСТВА КОНДЕНСАТОРОВ

Приемно-сбросные устройства привариваются на торцевых стенках переходных патрубков конденсаторов. ПСУ предназначены для приема в конденсатор пара после БРОУ при нестационарных режимах работы блока, а также при аварийных сбросах нагрузки. Современные ПСУ устройства дроссельно-охладительного типа. Принцип действия заключается в многоступенчатом расширении предварительно увлажненного пара вне конденсатора. ПСУ состоит из увлажнителя пара, являющегося первой ступенью дросселирования, и дроссельной части (рис. 5.13).

Увлажнитель пара выполнен в виде сопла Вентури, через радиальные отверстия в горловой части которого впрыскивается

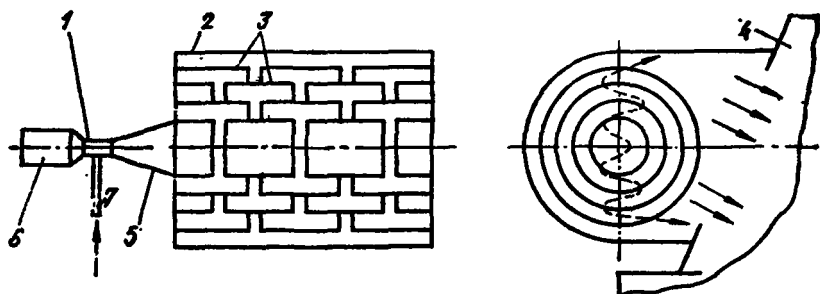


Рис. 5.13. Приемно-сбросное устройство:

1 — увлажнитель пара; 2 — корпус ПСВУ; 3 — кольцевые кожухи ПСВУ; 4 — конденсатор; 5 — патрубок переходной; 6 — подвод сбрасываемого пара; 7 — подвод охлаждающего конденсата

конденсат. Дроссельная часть образована концентрическими кожухами с кольцевыми прорезами, смещенными в соседних кожухах на полшага. Увлажненный пар движется от центра к периферии.

Конечная температура сбрасываемого пара поддерживается путем регулирования впрыска конденсата немного выше температуры насыщения, чтобы гарантировать полное испарение содержащейся в паре жидкости.

Соблюдение такого режима ПСУ обусловлено необходимостью избежать захлаживания и коробления обойм ЦНД.

Число ступеней дросселирования выбирается так, чтобы исключить критические скорости истечения во избежание повышенного шума в режимах сброса пара в конденсатор.

5.3. ВОЗДУХООТСАСЫВАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Наибольшее распространение получили пароструйные эжекторные установки. На рис. 5.14 показана типовая схема включения пароструйных эжекторов в составе паротурбинной установки.

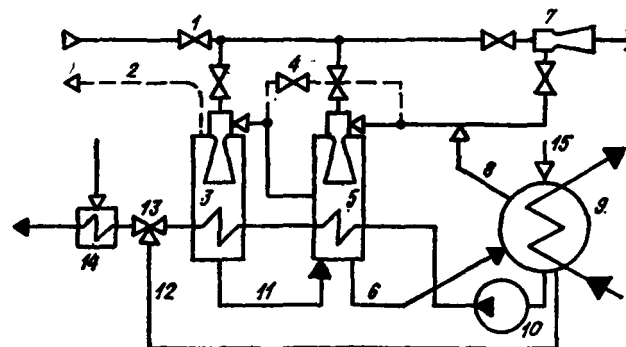


Рис. 5.14. Схема включения паровых эжекторов для отсоса газозоудшной смеси из конденсаторов:

1 — подвод рабочего пара; 2 — выпуск воздуха; 3 — вторая ступень основного эжектора; 4 — переключатель для возможности работы одной второй ступени при пуске турбины; 5 — первая ступень основного эжектора; 6 — отвод конденсата

в паровой объем конденсатора; 7 — пусковой эжектор; 8 — отсос воздуха из конденсатора; 9 — конденсатор турбины; 10 — конденсатный насос; 11 — перепуск конденсата рабочего пара эжекторов из холодильника второй ступени в холодильник первой ступени; 12 — трубопровод для рециркуляции конденсата турбины при ее пуске; 13 — клапан рециркуляции и поддержания уровня в конденсаторе; 14 — первый по ходу подогреватель

Таблица 5.1. Расчетные характеристики основных эжекторов

Марка	Количество отсасываемого воздуха, кг/ч	Давление всасывания, мПа	Параметры рабочего пара	
			P, мПа	Расход, т/ч
ЭП-3-600-4	70	2,94	1,18	0,6
ЭП-3-25/75	75	2,74	0,49	1,0
ЭП-3-100/300	300	3,63	0,49	3,6
ЭП-3-55/150	150	3,53	0,49	3,4
ЭП-3-55/150-2	150	3,59	0,49	3,4

Таблица 5.2. Характеристики эжекторов концевых уплотнений

Марка	Количество воздуха, кг/ч	Давление всасывания, мПа	Параметры рабочего пара		Масса, т
			P, мПа	расход, т/ч	
ЭУ-5	1055	91,3	0,49	0,3	1,46
ЭУ-12	5075	83,4	0,49	2,3	4,0
ЭУ-15	9792	78,5	0,54	3,5	8,1
ЭУ-15-2	9792	78,5	0,54	3,5	7,8
ЭУ-16-2	5632	86,4	0,59	1,9	7,8

Таблица 5.3. Воздухоотсасывающие устройства турбин АЭС ХТТЗ

Марка	Эжектор основной		Эжектор пусковой конденсаторов		Эжектор пусковой циркуляционной системы		Эжектор системы концевых уплотнений	
	обозначение	количество на турбину, шт.	обозначение	количество на турбину, шт.	обозначение	количество на турбину, шт.	обозначение	количество на турбину, шт.
AK-70-11	ЭП-3-600-4	2	ЭП-1-600-3	1	ЭП-1-600-3	1	ЭУ-5	1
K-320-44	ЭП-3-25-75	2	ЭП-1-150	4	ЭП-1-150	2	ЭУ-12	1
K-500-65/3000	ЭП-3-55/150	2	ЭП-1-150	2	Водоструйный	2	ЭУ-15-2	1
K-500-80/150	ЭП-3-55/150-2	2	ЭП-1-150	2	ЭП-1-150	2	ЭУ-16-2	1

Для уменьшения работы сжатия применяется промежуточное охлаждение паровоздушной смеси в многоступенчатых эжекторах.

Характеристики основных эжекторов и эжекторов уплотнений приведены в табл. 5.1, 5.2. Воздухоотсасывающие устройства, применяемые для турбин АЭС, приведены в табл. 5.3.

Особенностью их конструктивного решения являются охладители и собственно эжекторы, размещающиеся независимо друг от друга в различных отсеках корпуса. Это упрощает их изготовление и условия сборки как отдельных узлов, так и эжектора в целом. В этих аппаратах предусмотрена возможность регулирования температуры парогазовоздушной смеси на входе в охладитель третьей ступени для обеспечения безопасности концентрации гремучей смеси в одноконтурных АЭС.

Сопла и диффузоры эжектора крепятся в стальной сварной крышке. Сопла выполняются из нержавеющей стали, диффузоры латунные. Для обеспечения соосности сопел и диффузоров расточки в крышке для сопла и диффузора выполняются с одной установки. Конденсат из эжектора отводится в конденсатор под уровень конденсата в конденсатосборник.

5.4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА

5.4.1. Метеорологические условия для теплового расчета конденсатора

Располагаемый тепловой перепад на турбину существенно зависит от глубины вакуума в конденсаторе. Поэтому еще на уровне эскизной проработки очень важно определить величину достижимого вакуума в регионе, где предполагаются установки блока.

Запишем уравнение баланса теплоты, подведенной в конденсатор отработавшим паром и воспринятого охлаждающей водой

$$G_n(i_2 - i_k) = G_w c_{pw} (t_{w1} - t_{w2}), \quad (5.1)$$

где t_{w1} , t_{w2} — температура охлаждающей воды на входе и выходе; G_n — расход сконденсировавшегося пара; G_w — расход охлаждающей воды; c_{pw} — удельная теплоемкость воды; i_2 — энтальпия пара в конденсаторе; i_k — энтальпия конденсата при давлении в конденсаторе. Если пренебречь термическим сопротивлением между водой и паром, то можно считать, что в конденсаторе установится равновесное давление, соответствующее температуре насыщения, равной t_{w2} . Из (5.1) следует, что

$$t_{w2} = \frac{G_n(i_2 - i_k)}{G_w c_{pw}} + t_{w1}. \quad (5.2)$$

Давление в конденсаторе, найденное из условия $t_{w2} = t_{w1}$, следует рассматривать лишь как теоретически достижимое. Вместе с тем из (5.2) следует, что давление в конденсаторе существенно зависит от начальной температуры охлаждающей воды t_{w1} .

Поэтому для выбора глубины вакуума в конденсаторе необходимо обратиться к данным о начальной температуре охладителя в регионе. В зависимости от уровня проработки пользуются среднемесячной или среднегодовой температурой t_{w1} .

5.4.2. Определение коэффициента теплопередачи трубного пучка конденсатора

Сложность определения условий теплообмена на трубках трубного пучка конденсатора связана с многочисленными проблемами.

Несмотря на общность процесса конденсации на трубках, необходимо отметить индивидуальность каждой трубки по интенсивности теплообмена.

Поскольку силы поверхностного натяжения существенно влияют на гидродинамику и теплообмен, то трудно рассчитывать, что на всех трубках пучка будет иметь место капельная конденсация с равной интенсивностью. Исследования показали, что отношения среднего по поверхности коэффициента теплоотдачи при конденсации из паровоздушной смеси к коэффициенту теплоотдачи чистого пара при неизменной паровой нагрузке тем меньше, чем больше начальное относительное содержание воздуха в смеси.

Существенно влияние на теплоотдачу при конденсации скорости пара и геометрии пучка.

Поэтому процесс конденсации может быть обобщен лишь по результирующему эффекту, полученному на всей поверхности.

В мировой практике предложен ряд эмпирических уравнений расчета среднего коэффициента теплопередачи с учетом различных факторов при конденсации пара на пучке труб конденсатора. Приведенный в [42] сопоставительный анализ расчетных значений коэффициента теплопередачи для различных типов трубных пучков по поверхности, числу ходов, диаметру трубок, удельной паровой нагрузке, скорости воды в трубках, температуре охлаждающей воды показал, что с удовлетворительной точностью для расчетов может использоваться полученная на основании обобщения опыта эксплуатации конденсационных установок формула Бермана:

$$K = 4070a \left(\frac{1,1W_a}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \left[1 - \frac{b\sqrt{a}}{10^3} (35 - t_{a1})^2 \right] \times \\ \times \left[1 + \frac{z-2}{15} \left(1 - \frac{t_{a1}}{45} \right) \right] \Phi_0. \quad (5.3)$$

Выражение (5.3) справедливо для расчета конденсаторов паровых турбин при $t_{a1} \leq 45^\circ \text{C}$, скоростях воды в трубках $W_a = (1 \div 2,5)$ м/с и нормальной плотности вакуумной системы.

Здесь

$$x = 0,12a(1 + 0,15t_{a1}); \quad (5.4)$$

$$b = 0,52 - 0,0072d_{\kappa}; \quad (5.5)$$

$d_{\kappa} = \frac{G_n}{F}$ — паровая нагрузка конденсатора; a — коэффициент чистоты охлаждающей воды и определяется как

$$a = a_c a_m, \quad (5.6)$$

где $a_c = 0,85-0,9$ при прямоточном водоснабжении и слабо-минерализованной воде; $a_c = 0,75-0,85$ при обратном водоснабжении; $a_m = 0,85-1$ для трубок при толщине стенки $\delta = 1$ мм; $a_m = 1$ для трубок из латуни; $a_m = 0,95$ для трубок из МНЖ-1; $a_m = 0,92$ для трубок из МНЖМ-30-11; $a_m = 0,85$ для трубок из нержавеющей стали;

$$\Phi_0 = \frac{d_{\kappa}}{d_{\kappa}^{\text{гп}}} \left(2 - \frac{d_{\kappa}}{d_{\kappa}^{\text{гп}}} \right). \quad (5.7)$$

При

$$d_{\kappa}^{\text{ном}} \text{ и } \frac{d_{\kappa}}{d_{\kappa}^{\text{гп}}} \geq 1 \quad \Phi_0 = 1.$$

Для расчета коэффициента теплопередачи по уравнению (5.3) необходимо задать: кратность охлаждения — $m = G_a/G_n$, скорость воды в трубках конденсатора — W_a , температура воды на входе в конденсатор — t_{a1} , внутренний диаметр трубок конденсатора — d_1 .

5.4.3. Предварительный тепловой расчет конденсатора

Для принятого давления в конденсаторе P_k , энтальпии пара в последней ступенью i_2 , расхода пара в конденсатор G_D из уравнения (5.2) при принятой кратности охлаждения m определим температуру воды на выходе из конденсатора t_{n2} , как

$$t_{n2} = \frac{(i_2 - i_{n1})}{mc_p} + t_{n1}.$$

Поскольку теплообмен в конденсаторе происходит при постоянной температуре конденсирующегося пара, равной температуре насыщения t_s при давлении P_k , то средний логарифмический температурный напор такого теплообменника

$$\Delta t_0 = \frac{t_{n2} - t_{n1}}{2,303 \lg \frac{t_s - t_{n1}}{t_s - t_{n2}}}. \quad (5.8)$$

Площадь поверхности охлаждения конденсатора определим как

$$F = \frac{G_D (i_2 - i_{n1}) 10^3}{\Delta t_0 K}. \quad (5.9)$$

Некоторые рекомендации по выбору z и m приведены в табл. 5.4 в зависимости от источника водоснабжения.

Современные конденсаторы в большинстве случаев двухходовые по воде, т. е. $z = 2$.

Тогда общее число трубок в конденсаторе определяется из уравнения сплошности для потока охлаждающей воды

$$N = \frac{4mG_D z}{\pi d_1^2 W_{\text{в}} \rho_{\text{в}}}. \quad (5.10)$$

Активную рабочую длину единичной трубы найдем по формуле

$$L = \frac{F \cdot 10^3}{N \pi d_2}. \quad (5.11)$$

Условный диаметр трубной доски определяется из соотношения

$$D_y = d_2 \sqrt{\frac{N}{U_{\text{тр}}}}, \quad (5.12)$$

Таблица 5.4. Число ходов воды и кратность охлаждения конденсатора

Тип водоснабжения	Число ходов воды	Кратность охлаждения	Примечание
Прямоточное	1	75—100	
	2	60—65	
Брызгальный бассейн	1	75	Уменьшение Δt и рост m улучшают охлаждающий эффект
Градири	2	50—60	Уменьшение Δt и рост m ухудшают эффект градири

где $U_{тр}$ — коэффициент заполнения трубной доски; выбирается на основе рассмотрения аналогичных конструкций. Обычно принимают $U_{тр} = 0,21—0,32$.

Для расчета геометрических характеристик необходимо выбрать диаметр трубок. В конденсаторостроении наиболее употребительны следующие отношения диаметров:

$$d_2/d_1 — 16/14; 19/17; 24/22; 25/23.$$

Для крупных конденсаторов применяется также 28/26 и 30/28. Эксплуатационно предпочтительней большие диаметры, так как снижается скорость засорения живого сечения.

Пример. Определить коэффициент теплопередачи, площадь поверхности охлаждения, число и длину трубок конденсатора для следующих условий:

номинальный расход отработавшего пара $G_0 = 175$ кг/с; давление пара в конденсаторе $P_k = 4,4$ кПа; кратность охлаждения $m = 50,4$; температура охлаждающей воды на входе $t_{в1} = 15$ °С; скорость воды в трубках $W_b = 2$ м/с; диаметр трубок наружный $d_2 = 28$ мм; внутренний $d_1 = 26$ мм; разность энтальпий пара и конденсата $\Delta i = 2260$ кДж; коэффициент чистоты $a = 0,85$; число ходов $z = 2$; материал трубок — сплав МНЖ-5-1.

Расчет коэффициента теплопередачи по формуле Бермана:

по уравнению (5.6) $a = 0,85 \cdot 0,95 = 0,808$;

по уравнению (5.4) $x = 0,12 \cdot 0,808 (1 + 0,15 \cdot 15) = 0,315$;

по уравнению (5.5) $b = 0,52 - 0,0072 \cdot 11,5 = 0,437$;

множитель $\Phi_0 = 1$, так как расчет для номинального режима

$$K = 4070 \cdot 0,808 \left(\frac{1,1 \cdot 2}{\sqrt{26 \cdot 10^{-3}}} \right)^{0,315} \left[1 - \frac{0,437 \sqrt{0,808}}{10^3} (35 - 15)^2 \right] \times \\ \times \left[1 + \frac{2-2}{15} \left(1 - \frac{15}{45} \right) \right] = 2745 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Температура насыщения при давлении $P_k = 4,4$ кПа — $t_s = 30,64$ °С:

по уравнению (5.2) $t_{в2} = 25,7$ °С;

по уравнению (5.8) $\Delta t_s = 9,29$ °С;

по уравнению (5.9) $F = 15\,510$ м²;

по уравнению (5.10) $N = 16\,620$ шт.;

по уравнению (5.11) $L = 10,6$ м.

5.4.4. Выбор скорости воды в трубках конденсатора

Для латунных трубок скорость воды не должна превышать 2,5 м/с из соображений предотвращения ударной коррозии. Однако допустимые скорости воды зависят не только от материала трубки, но и от качества воды.

Рекомендуется при использовании пресной воды (содержание меньше 1000 мг/кг) принимать максимальную скорость воды для латунных труб ЛОММ-70-1-0,04 — $W_b = 2—2,1$ м/с. При загрязненной воде и повышенном содержании хлоридов максимальная скорость воды 1,5—1,8 м/с; для трубок из медно-никелевого сплава МНЖ-5-1 — $W_b = 2,5—2,7$ м/с; из нержавеющей стали 1Х18Н9Т — $W_b = 4—5$ м/с при содержании Cl в воде не более 750 мг/кг.

При использовании морских и солоноватых вод следует принимать максимальную скорость воды:

для латунных трубок ЛАМш 77-2-0,44 — $W_в = 2,0$ м/с;

для медно-никелевых сплавов МНЖМц-33-0,8-1 — $W_в = 2,5-3$ м/с;

для титановых сплавов — $W_в = 5$ м/с.

Полученные данные могут корректироваться с учетом технико-экономических и других условий.

5.4.5. Технико-экономическая оптимизация конденсатора

По данным ЭНИН и ЦКТИ, оптимальная скорость воды в трубках конденсатора не зависит от паровой нагрузки конденсатора d_k и кратности охлаждения m .

Для дорогостоящих топлив $W_в = 1,8-1,9$ м/с;

для дешевых топлив $W_в = 2,0-2,3$ м/с.

Поэтому задача оптимизации рассматривается как задача об оптимизации давления в конденсаторе P_k и кратности охлаждения m .

От комбинации вариантных значений P_k и m зависят: выработка электроэнергии N_e ; величина охлаждающей поверхности конденсатора F и стоимость конденсатора S_f ; годовой расход электроэнергии на перекачку циркуляционной воды Σ_n^r ; стоимость циркуляционных насосов и двигателей к ним S_n ; стоимость сооружений и трубопроводов водоснабжения S_c .

В соответствии с заданием расход пара в конденсатор G_n принимается отношение диаметров трубок конденсатора d_2/d_1 , число ходов по воде z . Определяется для заданного региона среднегодовая температура воды — $t_{в.}$.

Задаются значения P_k^i и m_n , где $i = 1, 2, \dots, l_1$ и $n = 1, 2, \dots, l_1$.

Для всех комбинаций P_k^i и m_n аналогично определим

$$K; \quad t_{в.}^{i,n}; \quad \Delta t_{в.}^{i,n}; \quad F_{i,n}; \quad d_k^{i,n} = \frac{G_n}{F_{i,n}}; \quad L_{i,n}; \quad H_{i,n}.$$

Приняв вариант $P_k^{(1)}$ и $m_{(1)}$ за исходный, определим приращение затрат во всех последующих вариантах как

$$\Delta Z_{\Sigma} = \Delta Z_k - \Delta Z_1 + \Delta Z_n + \Delta Z_c, \quad (5.13)$$

где $\Delta Z_k = \Delta F S_f (a_f + p_n)$ — приращение годовых затрат за счет увеличения поверхности конденсатора; $\Delta Z_1 = (\Delta N_e - \Delta N_n) (\tau S_e + A p_n)$ — экономия затрат за счет увеличения выработки электроэнергии; $\Delta Z_n = \Delta N_n S_n (a_n + p_n)$ — изменение годовых затрат на циркуляционные насосы; $\Delta Z_c = \Delta L^* S_c \times (a_c + p_n)$ — изменение затрат на сооружения системы водоснабжения. Здесь $S_f = 5,9$ руб./год m^2 — приведенные затраты на единицу поверхности конденсатора с учетом сопутствующих; $S_c = 2,8$ руб./год $m^3/ч$ — приведенные затраты на единицу расхода охлаждающей воды; $A = 120$ руб./кВт — удельная стоимость замеща-

емой мощности; $S_0 = 0,04$ руб./кВт/ч — стоимость кВт/ч; S_n — приведенные затраты на единицу мощности циркуляционных насосов; a — доля амортизационных отчислений; для конденсаторов и насосов — $a_n = 0,08$, для сооружений — $a_n = 0,03$; $p_n = 0,125$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; $\tau = 6500$ — число часов работы турбоустановки.

Приращение мощности турбоагрегата в зависимости от изменения давления в конденсаторе определится по графику (рис. 5.15).

Приращение мощности насосной группы определим по изменению расхода циркуляционной воды G_n и гидравлическому сопротивлению тракта H .

По результатам расчетов (5.13) строим семейство кривых $\Delta Z_\Sigma = f(m_n)$ по параметру P'_k .

Оптимальной будет комбинация P'_k и m_n , соответствующая глобальному минимуму приведенных затрат ΔZ_Σ .

Определив оптимальные параметры работы конденсационной установки P'_k^{opt} , m_{opt} , $W_{n, opt}$ при G_n , d_2/d_1 , z и $t_{n,}$ скорректируем тепловой расчет с целью определения $t_{n,}$, F , N , L , D_y , d_k .

После чего приступим к конструктивной проработке разбивки трубной доски с учетом принципов формирования трубного пучка.

Осуществив разбивку трубного пучка, переходим к конструктивной проработке водяных камер и корпуса конденсатора.

5.5. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Для оценки присосов можно воспользоваться эмпирическими формулами ВТИ:

$$\text{при } G_n < 50 \text{ т/ч} \quad G_{вн} = \frac{G_n}{25} + 1, \text{ кг/ч};$$

$$\text{при } G_n \geq 50 \text{ т/ч} \quad G_{вн} = \frac{G_n}{50} + 2, \text{ кг/ч}.$$

Общее количество паровоздушной смеси определяется из соотношения

$$G_{см} = \left(1 + 0,622 \frac{P'_n}{P'_s} \right) G_{вн}. \quad (5.14)$$

По табл. 5.1 выбираем тип основного эжектора.

Пример. Пусть в вакуумную систему подсасывается 20 кг/ч. Температура отсасываемой смеси $t = 15^\circ \text{C}$.

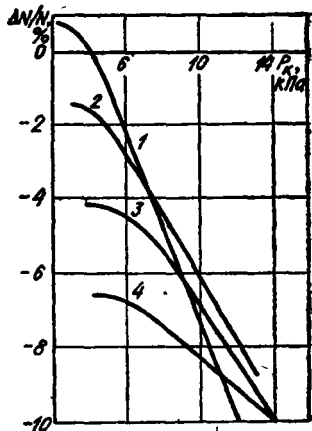


Рис. 5.15. Приращение мощности в зависимости от изменения давления в конденсаторе

Давление смеси в месте отсоса $P_2 = 3,0$ кПа. По таблицам насыщенного пара для $t_s = 15^\circ$ находим $P_n^* = 1,738$ кПа. Тогда парциальное давление воздуха $P_a^* = 1,262$ кПа. По уравнению (5.14) найдем $G_{см} = 37,1$ кг/ч.

С учетом приближенности оценки подсоса воздуха по уравнению (5.14) выбираем эжектор ЭП-3-25/75.

3.6. О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ РАБОТЫ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

При тепловой нагрузке, близкой к нулю, охлаждающая вода не нагревается, а температура паровоздушной смеси на выходе из конденсатора практически равна температуре охлаждающей воды на входе. При этом давление всасывания эжектора определяет давление в конденсаторе. При давлении всасывания в эжекторе P_a давление в конденсаторе с учетом гидравлических потерь

$$P_n = (1,03 - 1,08) P_a.$$

Показателем эффективной работы конденсатора является зависимость между удельной паровой нагрузкой и давлением в конденсаторе при идеально выполненной поверхности нагрева без застойных зон и с соблюдением условий постоянной скорости по всей длине пучка.

В конденсаторе из гладких латунных труб при скорости воды 2 м/с и ее средней температуре 20°C можно рассчитывать $K = (4000 \div 4500)$ Вт/(м² · К).

Обеспечение дополнительных сбросов пара в конденсатор через ПСБУ и другие линии требует тщательной проработки при проектировании конденсатора и его трубного пучка. Дополнительные потоки пара и воды вызывают аэродинамические и температурные переносы в трубном пучке и, следовательно, ухудшают его эффективность; могут оказать влияние на долговечность работы пучка, появление эрозийного износа опасных колебаний, разгерметизацию вальцовки труб.

Нанесение гидрофобных покрытий на поверхность труб для организации несмачиваемой поверхности для капельной конденсации должно осуществляться так, чтобы был очень тонкий слой, так как эти вещества имеют низкую теплопроводность.

Температурный напор между конденсирующимся паром и охлаждающей водой на выходе δt является важнейшей характеристикой оценки эффективности конденсационного устройства. Он характеризует совершенство трубного пучка и оптимальность подбора оборудования. Наименьшее значение δt , достигнутое для номинальной нагрузки, составляет $1-5^\circ\text{C}$.

Если δt составляет $5-10^\circ\text{C}$, то это свидетельствует о плохой плотности вакуумной системы, либо об уменьшении расхода воды, появлении отклонений.

В этих условиях наблюдается переохлаждение конденсата по сравнению с температурой насыщения пара при его давлении на входе.

Таблица 5.5. Конструктивные характеристики конденсаторов турбин

Тип конденсатора	300-КПС-1	800-КПС-3	1200-КПС-1	K2-14000-1	KГ2-6200-2
Тип турбины	K-300-240-1	K-800-240-4	K-1200-240-3	T-250/300-240-2	T-110/120-130-4
Поверхность охлаждения, м ²	15 400	10 740 × 3	62 600	14 000	6200
Расчетная температура охлаждающей воды, °C	12	12	12 (15)	20	10
Давление в паровом пространстве, кПа	3,43	3,43	3,65	5,3	5,3
Паровое сопротивление конденсатора, кПа	—	—	—	—	—
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	36 000	70 800	108 000	28 000	16 000
Гидравлическое сопротивление конденсатора, кПа	38,2	53,8	71	42,04	39,1
Удельная паровая нагрузка при номинальном расходе пара, кг (м ³ · ч)	30,2	—	21,0	70,0	—
Кратность охлаждения	36,0	28,0	27,3	28,6	—
Число холодных водов	2	2	1	—	—
Число охлаждающих трубок	19 600	19 625	52 800	—	—
Длина трубок, м	8,89	9	13,5	—	—
Диаметр трубок, мм/мм	28/26	28/26	28/26	—	—
Тип конденсатора	K-11520 × 2	K-12150	K-10120	K-80640	—
Тип турбины	K-500-240-2	K-220-44	K-500-65/300-2	K-1000-65/1500	—
Поверхность охлаждения, м ²	11 520 × 2	12 150	10 120	80 640	—
Расчетная температура охлаждающей воды, °C	12	22	12	15	—
Давление в паровом пространстве, кПа	3,43	5,1	3,92	3,7	—
Паровое сопротивление конденсатора, кПа	—	0,254	0,427	—	—
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	25 900 × 2	27 740	25 740	76 480	—
Гидравлическое сопротивление конденсатора, кПа	39,2	33,2	35,7	35	—
Удельная паровая нагрузка при номинальном расходе пара, кг (м ³ · ч)	37,6	59,5	72,0	—	—
Кратность охлаждения	59,7	38,4	33,3	—	—
Число холодных водов	2	2	2	1	—
Число охлаждающих трубок	14 740 × 2	15 612	12 930	60 030	—
Длина трубок, м	8,89	9	9	16	—
Диаметр трубок, мм/мм	28/26, 28/24	28/26	28/25	28/26	—

Таблица 5.6. Характеристики конденсатных насосов

Марка	КСВ-3000-90	КСВ-2000-186 КСВ-1000-230	КСВ-500-220	КСВ-1000-95 (1 ст)	КСВ-475-245/5 (11 ст)	16КСВ-11Х4	16КСВ-10Х4	12 КСВ-9Х4	10КСВ-8Х3	8КСВ-6Х3
Подача насоса, м³/ч	2000	$\frac{2000}{1000}$	500	1000	1000	475	450	300	160	140
Напор, МПа	0,9	$\frac{1,55}{2,20}$	2,2	0,95	2,2	1,6	2,4	1,6	1,2	1,4
Противокавитационный подпор, МПа	0,024	0,024	0,024	0,02	0,028	0,028	0,028	0,024	0,024	0,027
Частота вращения, мин ⁻¹	—	—	—	970	2,795	1470	1470	1480	980	1450
Мощность, потребляемая насосом, кВт	—	760	400	400	800	320	500	250	200	100
К. п. д. насоса, %	78	76	76	75	73	72	70	68	66	66
Тип комплектующего электродвигателя	—	—	—	—	—	AB-114-4 A-12-41-4B			ГАМТ- 6-128-6	A-91-4
Количество насосов на одни блок, шт.	6	3	3	2	3 (3) 6	3	3	$\frac{3}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{2}$
Мощность турбоагрегата, МВт	K-1000- 60-1500	K-500- 60	K-220- 44	K-800- 240	K-300 K-500 K-800	K-300- 240	K-300- 240	K-200- 130 T-100- 130	K-50- 90 K-100- 90	ПТ- 50-130 T-50-130

Таблица 5.7. Материал конденсаторных трубок и допустимые скорости охлаждающей воды

Характеристика охлаждающей воды	Материал	Допустимая скорость воды, м/с
Солеосодержание до 300 мг/кг: чистая речная, озерная или оборотная вода (содержание хлоридов 20 мг/кг, суммарное содержание аммиака, сероводорода, нитритов 1 мг/кг)	Латунь 68 Латунь ЛМш68-0,06	2,0—2,2 с понижением до 1,7—1,9 при небольшом содержании твердых примесей
Солеосодержание от 1300 до 1500 мг/кг	Латунь Л070-1 ЛОМш70-1,06	То же
Солеосодержание от 1500 до 3000 мг/кг: небольшое загрязнение стоками	Латунь ЛОМш70-1-0,06	До 2,5—2,7
значительное содержание взвесей, 25 мг/кг	ЛАМш77-2-0,66 МНЖМц5-1-0,8	До 2,5—2,7
Солеосодержание от 3000 до 5000 мг/кг: слабое загрязнение стоками	ЛАМш77-2-0,06	До 2,0—2,2
значительное загрязнение стоками	МНЖМц5-1-0,8	До 2,5—2,7
Солеосодержание 10 000 мг/кг (морская вода):		
нет абразивных примесей	ЛАМш77-2-0,06	До 2,0—2,2
есть абразивные примеси	МНЖМц30-0,8-1	До 3,0
Независимо от общего солеосодержания воды ($pH = 2 \pm 6$), кроме морской воды	12X18H9T 10.X18H12M2T	До 3,0

Переохлаждение конденсата в трубном пучке ведет к интенсивному поглощению кислорода и других неконденсирующихся газов. Для их удаления в деаэрирующей ступени конденсатора требуется затрата тепла.

Нарушение уровня конденсата в конденсатосборнике при малых уровнях ведет к срыву подачи и кавитационному износу конденсатных насосов, при больших уровнях — к затоплению деаэрационного устройства и части трубного пучка.

Определив, в результате оптимизационных расчетов, расход воды на конденсатор и подогрев ее, приступают к расчету системы технического водоснабжения.

В табл. 5.5—5.7 приведены конструктивные характеристики конденсаторов наиболее распространенных отечественных турбин, характеристики конденсатных насосов, рекомендации по применению материалов конденсаторных трубок.

Контрольные вопросы

1. Решение каких задач должна выполнять конденсационная установка в процессе эксплуатации? Какие системы выполняют эти задачи?
2. Какие задачи необходимо решать в процессе проектирования конденсационной установки?
3. Схемы включения конденсаторов по воде при многопоточных выхлопах паровых турбин.
4. Боковые бесподвальные конденсаторы мощных паровых турбин. Особенности конструктивного решения.
5. Принципы проектирования трубного пучка конденсатора паровой турбины.
6. Особенности секционной компоновки трубного пучка конденсаторов турбин больших мощностей.

7. Обеспечение плотности заделки трубок в трубной доске. Способы защиты парового пространства конденсатора от загрязнения технической водой.
8. Методы уменьшения парового сопротивления трубного пучка конденсатора.
9. Конструктивные решения водяных камер конденсаторов.
10. Особенности конструкции конденсаторов.
11. Типы конденсатосборников с деаэрирующей ступенью в объеме конденсатосборника.
12. Приемно-сбросные устройства конденсаторов. Назначение, технологическая схема, конструктивное решение.
13. Воздухоулавливающие устройства. Схема включения, конструктивные особенности аппаратов, выбор типа эжектора.
14. Определение температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора в зависимости от климатических условий региона, вакуума в конденсаторе и кратности охлаждения.
15. Особенности теплообмена на трубном пучке конденсатора. Применение эмпирического уравнения коэффициента теплопередачи.
16. Методика предварительного теплового расчета конденсатора.
17. Выбор скорости воды в трубках конденсатора в зависимости от жесткости воды и загрязнений.
18. Задачи технико-экономического расчета конденсационной установки.
19. Выбор основных эжекторов конденсационной установки.

Глава 6. СЕПАРАТОРЫ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

В турбинах влажного пара уже на входе в проточную часть влажность составляет не менее 0,3 %. Если турбоустановка не будет иметь влагоудаления, то на выходе из последней ступени содержание влаги будет составлять 20 % и более. В таких условиях эрозионный износ лопаток последних ступеней идет очень интенсивно. Чтобы снизить эрозию проточной части турбин влажного пара, применяют промежуточную сепарацию с промежуточным перегревом в зависимости от схемы блока.

Сепарационное устройство существенно влияет на к. п. д. турбоустановки, при уменьшении влажности на 1 % к. п. д. повышается на 0,2—0,4 %. Для повышения экономичности цикла, а также исключения многоступенчатой сепарации применяют промперегрев. Чаще всего применяют двухступенчатый перегрев после сепарации. Промежуточный перегрев на АЭС осуществляется свежим паром или паром из отбора турбины.

Сепаратор-пароперегреватель выполняется как единый комбинированный аппарат, сочетающий в себе сепарационный и пароперегревательный отсек. Выносные СПП — специфичные аппараты турбин влажного пара.

6.1. ТРЕБОВАНИЯ К СЕПАРАТОРАМ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯМ

При разработке конструкции СПП необходимо обеспечить: транспортабельность в собранном или крупноблочном виде; малые (минимальные) паровые объемы для безопасной работы турбины; удовлетворение всех элементов конструкции нормам расчета на прочность; полное дренирование всех полостей; надежное закрепление всех узлов сепарационного и пароперегревательных

отсеков для обеспечения транспортировки, эксплуатации и ремонта; равномерное распределение пара по элементам сепарационного отсека и поверхностям нагрева; в секционных (модульных) пароперегревателях и секционных сепараторах замену поврежденных секций.

При работе нескольких СПП на общий сепарато- или конденсаторосборник следует применять симметричную обвязку. Давление греющего пара выравнивают уравнительными линиями. Трубопроводы слива сепарата и конденсата рассчитываются из условий естественного слива при заполнении сечения не более 0,7.

Для стабилизации слива сепарата рекомендуется соединять паровую полость сепараторосборника (СС) с паровым пространством СПП за сепаратором. Объемы СС и КС следует принимать равным не менее минутного расхода жидкости.

Трубопроводы подвода греющего пара и отвода конденсата на каждом СПП должны иметь арматуру для гидрониспытаний трубных пучков.

6.2. СХЕМА ВКЛЮЧЕНИЯ ПОТОКОВ ПАРА И ВОДЫ

В СПП подвод греющего пара осуществляется: в случае двухступенчатого перегрева первая ступень от одного из нерегулируемых отборов, во второй ступени всегда используется острый пар; в случае одноступенчатого — острый пар.

Отсепарированная влага собирается в сепараторосборнике или в подогревателе с регулируемым уровнем. Удаление ее может происходить принудительно или естественным сливом.

Для защиты корпуса от повышения давления необходимо установить импульсно-предохранительное устройство.

Отвод конденсата греющего пара первой и второй ступени производится в конденсаторосборники с регулируемым уровнем. Даль-

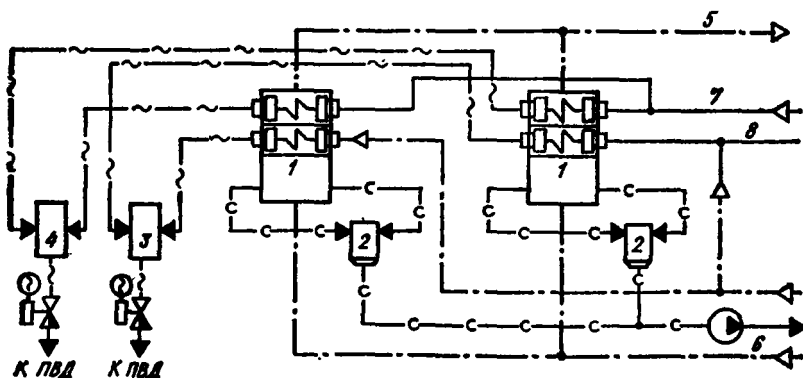


Рис. 6.1. Схема включения СПП турбоустановки К-1000-60/1500-2:

1 — СПП-1000; 2 — СС; 3 — КС 1-й ступени пароперегревателя; 4 — КС 2-й ступени пароперегревателя; 5 — пар после СПП в цилиндре низкого давления (ЦНД); 6 — пар в СПП из цилиндра высокого давления (ЦВД); 7 — подвод свежего пара во 2-ю ступень пароперегревателя; 8 — пар 1-го отбора ЦВД в 1-ю ступень пароперегревателя

нейший отвод конденсата происходит в ПНД, деаэратор или насосом в трубопровод питательной воды — определяется принятой схемой регенерации блока.

Предпочтительна установка индивидуальных сепарато- и конденсаторов для каждого аппарата и каждой ступени. Типичная схема включения СПП показана на рис. 6.1.

6.3. КЛАССИФИКАЦИЯ СЕПАРАТОРОВ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

СПП подразделяется на вертикальные и горизонтальные.

Широкое распространение получили СПП вертикального типа. В зависимости от организации подвода влажного пара аппараты выполняются с входной камерой и без нее. При боковом подводе пара обязательно выполнение входной камеры. Различают аппараты с верхним и нижним расположением входной камеры.

По числу ступеней перегрева пара все СПП подразделяются на одно- и двухступенчатые аппараты. При нижнем расположении входной камеры двухступенчатый перегрев возможно реализовать только в двухкорпусном аппарате. Типичные конструктивные схемы СПП показаны на рис. 6.2—6.3.

При верхнем подводе влажного пара во входную камеру различают аппараты с радиальным расположением жалюзийных пакетов в сепарационном отсеке (рис. 6.2, а). При этом компоновка СПП предполагает нижнее расположение пароперегревательного отсека. Такое решение аппарата по вертикали позволяет существенно уменьшить его диаметр. Кольцевое расположение жалюзийных

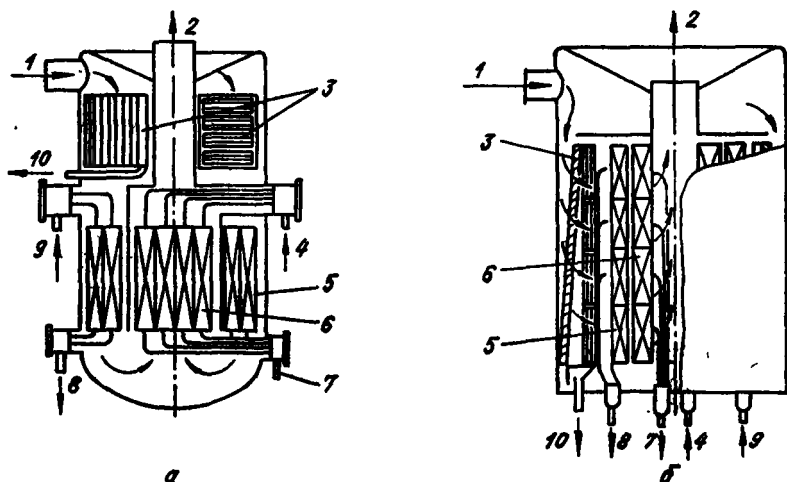
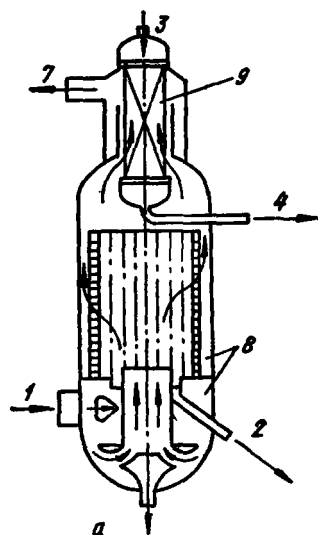


Рис. 6.2. Конструктивные схемы СПП:

а — вертикальный однокорпусный двухступенчатый СПП с верхним расположением сепаратора; б — вертикальный однокорпусный двухступенчатый СПП с боковым расположением сепаратора; 1 — вход нагреваемого пара; 2 — выход нагреваемого пара; 3 — сепарационное устройство; 4 — вход греющего пара 2-й ступени; 5 — пароперегреватель 1-й ступени; 6 — пароперегреватель 2-й ступени; 7 — выход конденсата 2-й ступени; 8 — выход конденсата 1-й ступени; 9 — вход греющего пара 1-й ступени; 10 — выход сепарата



7 — выход нагреваемого пара; 2 — выход конденсата 1-й ступени

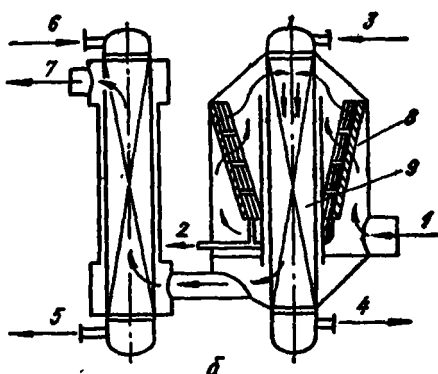


Рис. 6.3. Конструктивные схемы СПП:

а — вертикальный однокорпусный СПП с нижним расположением сепаратора; б — вертикальный двухступенчатый СПП с боковым расположением сепаратора; 1 — вход нагреваемого пара; 2 — выход сепаратора; 3 — вход греющего пара 1-й ступени; 4 — выход конденсата 1-й ступени; 5 — выход конденсата 2-й ступени; 6 — вход греющего пара 2-й ступени; 7 — выход греющего пара 2-й ступени; 8 — сепарационное устройство; 9 — пароперегреватель

пакетов и параллельное им размещение пароперегревательных секций и второй ступени (рис. 6.2, б) позволяет уменьшить гидравлические потери на аппарате. Однако в этом случае существенно возрастает внешний диаметр СПП, хотя оказывается возможным сократить высоту аппарата. Очевидно, выбор той или иной конструктивной схемы диктуется условиями компоновки турбоустановки в машинном зале.

Нижний подвод влажного пара предусматривает всегда предварительную сепарацию на закруточном входе (рис. 6.3, а). Сепарационный отсек располагается последовательно с пароперегревательным. При расположении их в одном уровне существенно увеличивается диаметр аппарата. Поэтому такое решение при двухступенчатом подогреве требует выполнения аппарата в двухкорпусном варианте (рис. 6.3, б).

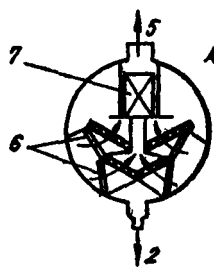
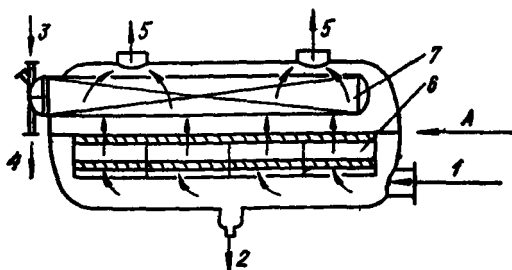


Рис. 6.4. Горизонтальный однокорпусный одноступенчатый СПП с нижним расположением сепаратора:

1 — вход нагреваемого пара; 2 — выход сепарата; 3 — вход греющего пара; 4 — выход конденсата; 5 — выход нагреваемого пара; 6 — сепарационное устройство; 7 — пароперегреватель

Выполнение горизонтальных аппаратов с осевым подводом влажного пара не требует организации входной камеры, так как теплоноситель поступает непосредственно во входной раздающий коллектор (рис. 6.4).

6.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СПП

6.4.1. Горизонтальные сепараторы-пароперегреватели

Применяются в турбинах насыщенного пара многих зарубежных фирм. На рис. 6.5 показана конструкция горизонтального СПП фирмы АДЭ. Сепарационный отсек представляет собой устройство сетчатого типа с несколькими рядами горизонтальных сотовых пластин, через которые основной поток пара проходит снизу вверх после первичной распределительной плиты. Сепарационные отсеки такого типа имеют относительно узкий диапазон оптимальных скоростей потока. При скоростях выше оптимальной на сотовых панелях образуется водяная пена, которая плохо дренируется, что нарушает работу аппарата. Малая скорость пара требует очень больших размеров аппарата.

На рис. 6.6 показана конструкция СПП горизонтального типа фирмы «Тосиба». Основной поток пара из ЦВД поступает в СПП с торца и входит в распределительный коллектор. Через отверстия в нижней части коллектора пар раздается на боковые сепарационные секции шевронного типа, выполненные со сложной системой зигзагообразных пластин. Сепаратор дренируется через несколько выходных патрубков в днище СПП. После сепарационного отсека пар идет вверх и проходит последовательно первую и вторую ступени перегрева. Выход пара происходит через выходные патрубки, число которых равно числу ЦНД. Подвод греющего пара и отвод конденсата осуществляются через торцы аппарата. Важнейшей проблемой аппаратов такого типа являются организация равномерного распределения всех потоков и обеспечение равномерного температурного поля на выходе.

6.4.2. Вертикальные сепараторы-пароперегреватели

Вертикальные сепараторы-пароперегреватели — это основной тип аппаратов, нашедших широкое применение в турбоустановках насыщенного пара. В процессе совершенствования конструктивных решений СПП выполнялись двухкорпусные, с гладкотрубной поверхностью пароперегревательных отсеков и с гладкотрубными плоскими змеевиками (СПП-500).

В последнее время это однокорпусные аппараты с жалюзийными сепараторами и пароперегревателями из моделей, выполненных продольно-ребренными трубами.

Применение только жалюзийных сепараторов обусловлено их простой и высокой надежностью на всех режимах работы турбины.

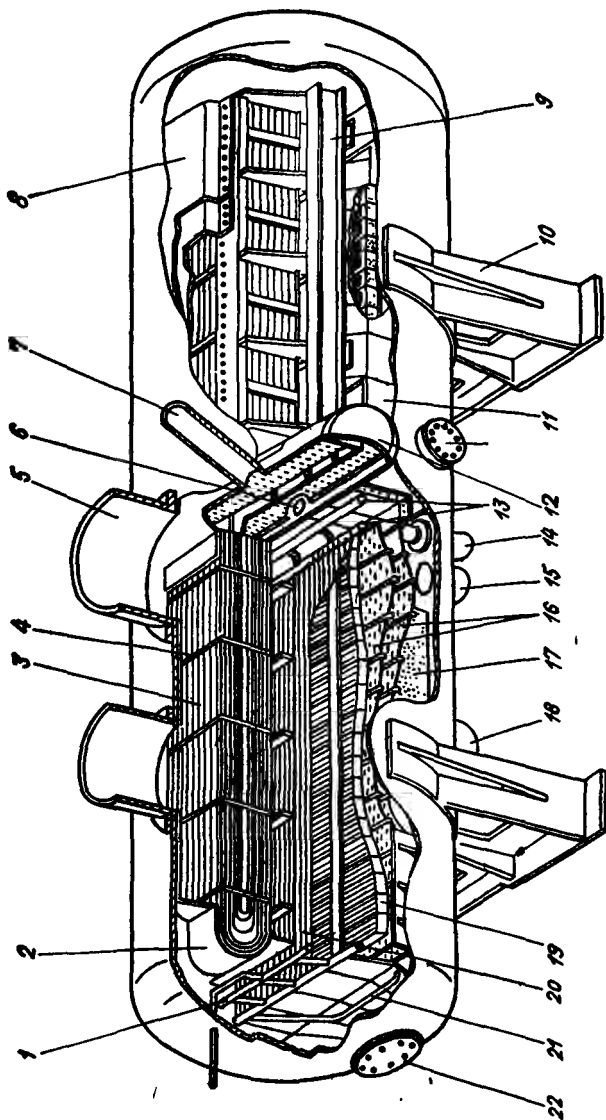


Рис. 6.5. Конструкция СТП фирмы «АДЗ»:

1, 13 — выходной и входной коллекторы труб отвода неконденсирующихся газов; 2 — теплового экрана; 3 — трубные пучки пропаривателя; 4 — промежуточные трубные доски пропаривателя; 5 — выход основного потока пара; 6 — вспомогательный люк; 7 — вход греющего пара; 8 — теплоовые экраны; 9 — газовая боковая балка; 10 — опоры СТП; 11 — поперечный кронштейн паркаса; 12 — распределительный коллектор греющего пара; 14 — дренаж греющего пара; 15 — коллектор дренажа греющего пара; 16 — плиты сепаратора сетевой (сетчатой) конструкции; 17 — плиты предварительного распределения потока пара; 18 — вход основного потока пара; 19 — сегчатые панели; 21 — выпуск газов; 22 — люк.

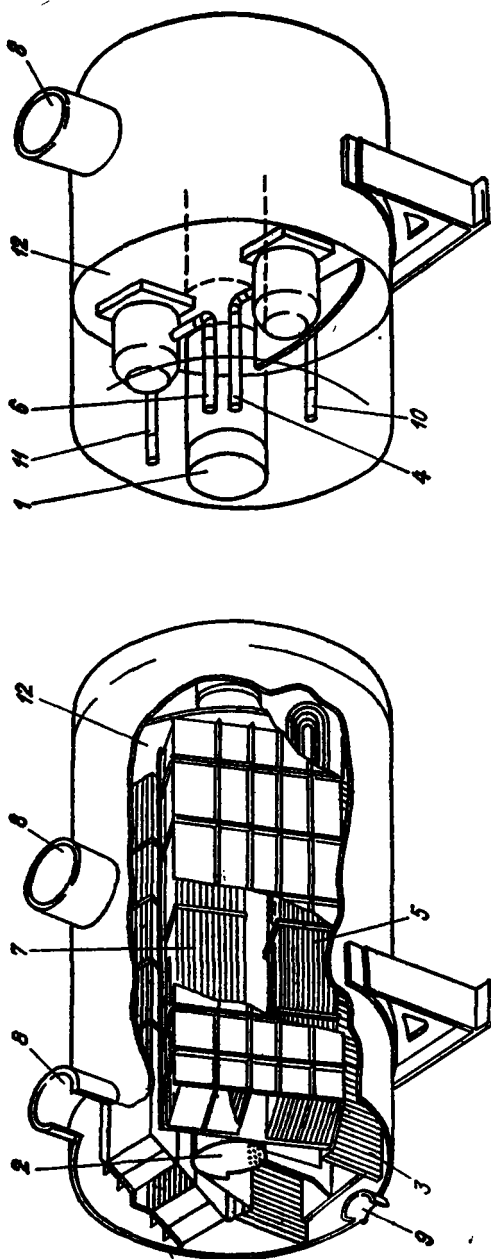


Рис. 6.6. СТП турбин фирмы «ТОСИБА»:

1 — вход основного потока пара из ЦВД; 2 — коллектор-распределитель основного потока пара; 3 — сепаратор; 4 — вход греющего пара из отбора ЦВД; 5 — секция труб 1-й ступени перегрева; 6 — вход греющего пара начальных (перед турбиной) параметров; 7 — секция труб 2-й ступени перегрева; 8 — входные патрубки основного потока пара к ЦВД; 9 — дренаж сепарата к ЦВД; 10 — выход конденсата из 1-й ступени перегрева в ЦВД; 11 — то же, из 2-й ступени к ЦВД; 12 — г-образные доски

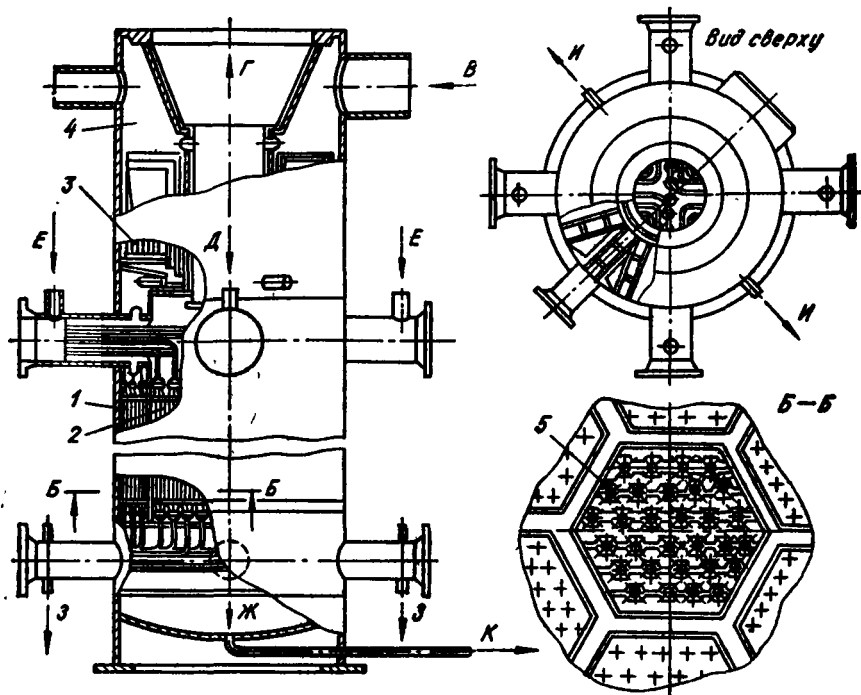


Рис. 6.7. СПП-200 (серийный):

1 — 1-я ступень перегревателя; 2 — 2-я ступень перегревателя; 3 — сепарационная часть; 4 — парораздающая камера; 5 — кассеты с 37 оребренными трубками; В — вход влажного пара; Г — выход перегретого пара; Д — подвод греющего пара к кассетам 1-й ступени; Е — подвод греющего пара к кассетам 2-й ступени; Ж — отвод конденсата из 1-й ступени; З — то же, из 2-й ступени; И — отвод сепарата; К — дренаживание СПП

На рис. 6.7 показана конструкция серийного аппарата СПП-220М. Основные отличительные особенности этого аппарата: поверхности теплообмена обоих пароперегревателей образованы трубками с продольным оребрением; пароперегреватели состоят из отдельных теплообменных элементов — кассет; сепарационное устройство состоит из радиальных блоков, скомпонованных из жалюзийных пакетов.

В современных отечественных СПП можно выделить два основных отсека — сепарационный и пароперегревательный.

Сепарационное устройство предназначено для снижения влажности пара от начальной ($1 - x_{\text{нх}}$) до значения на выходе ($1 - x_{\text{вых}}$) $< 1\%$.

Условием эффективной работы жалюзийных пакетов является обеспечение докритического значения скоростей набегания пара на жалюзи и равномерного поля скоростей перед всеми пакетами. Поскольку задача сепарационного отсека не только обеспечить эффективное сепарирование, но и отвод сепарата, то структура отсека предполагает обязательность существования таких элемен-

Таблица 6.1. Коэффициент неравномерности скорости во входных камерах

Тип	Максимальное значение
СПП-500	1,2
СПП-220М	1,1
СПП-220	1,5

Таблица 6.2. Геометрические размеры входных коллекторов СПП

Тип	a, мм	b, мм	c, мм	d, мм
СПП-220М	1070	2380	426	426
СПП-500-1	1070	3360	426	426
СПП-750	720	2500	300	300
СПП-1000	1070	2880	330	330

тов — входная камера, входной коллектор, жалюзийный пакет, дренажная система, несущая силовая конструкция (корпус).

Входная камера выполняется тогда, когда осуществляется подвод влажного пара в вертикальный аппарат. Поскольку равномерное распределение потока пара во входных коллекторах из-за сложности течения во входных камерах может быть достигнуто только в результате аэродинамических отработок, то для проектирования могут быть рекомендованы варианты, аналогичные испытанным с соблюдением геометрического подобия каналов. На рис 6.8 показаны размерные соотношения элементов входных камер одного из типов СПП.

Неравномерность распределения потока на выходе из входных камер оценивается с помощью коэффициента распределения скорости, найденного в стендовых испытаниях:

$$\psi_{\text{вк}} = \frac{W}{W_{\text{ср}}},$$

где W — местное значение скорости пара, м/с; $W_{\text{ср}}$ — средняя расходная скорость пара, м/с.

В табл. 6.1 приведены максимальные значения коэффициента распределения скорости $\psi_{\text{вк}}^{\text{max}}$ для некоторых типов аппаратов.

Входной коллектор — элемент, обеспечивающий как равномерность подвода влажного пара на жалюзи, так и предварительную сепарацию потока. В вертикальных аппаратах с многоярусным расположением жалюзийных пакетов равномерность распределения пара в значительной мере обеспечивается направляющими

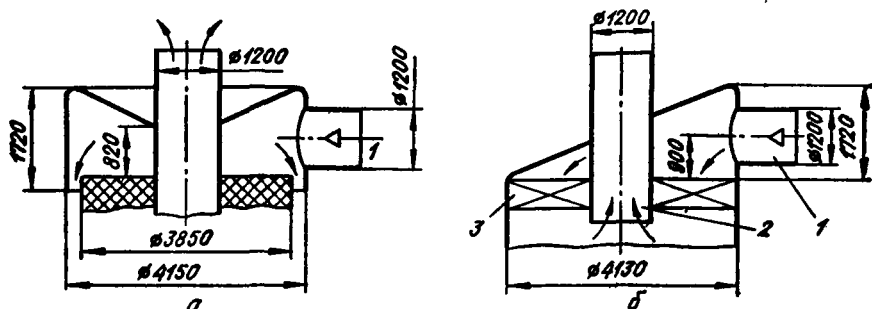


Рис. 6.8. Входные камеры СПП:

a — входная камера СПП-500; *б* — входная камера СПП-300-1.

1 — вход влажного пара; *2* — выход перегретого пара; *3* — сепарационный блок.

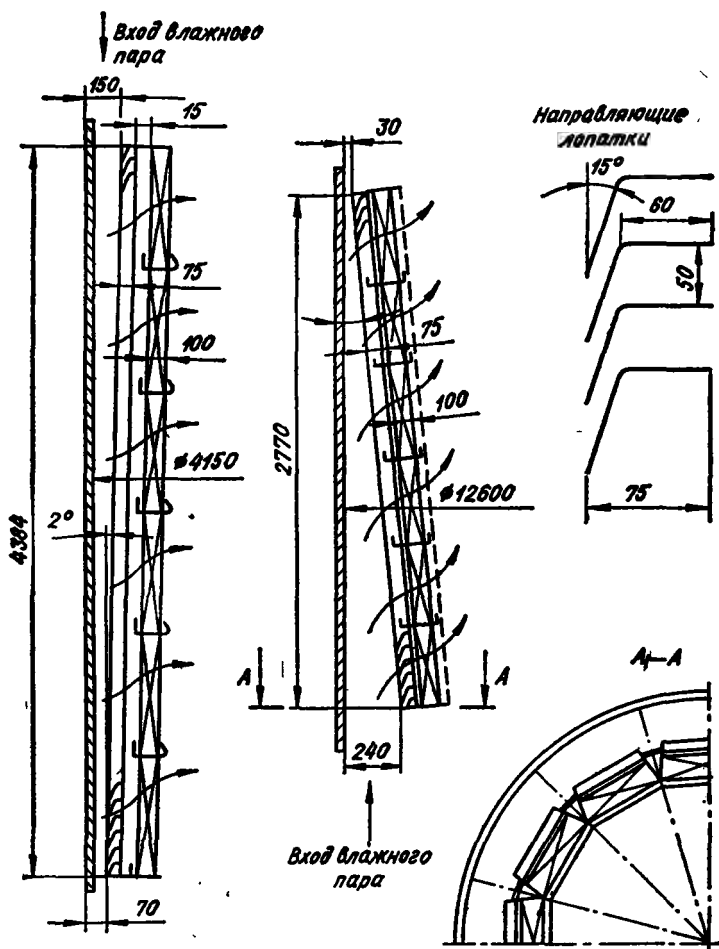


Рис. 6.9. Принципиальные конструкции входных коллекторов СПП-500 и СПП-220 с кольцевым расположением

лопаткам, расположенными так, что между корпусом и направляющими лопатками (рис. 6.9) создается клиновое сечение. Геометрические соотношения корпуса сепарационного блока (рис. 6.10), формирующие входной коллектор аппарата с радиальным расположением пакетов жалюзиных пластин, приведены в табл. 6.2.

Эффект предварительной сепарации достигается многократным изменением направления течения влажного пара в коллекторе. В этом отношении наиболее эффективны коллекторы с опускным движением пара, так как поток пара вначале поворачивает на угол 165° в одну сторону, а затем на угол 75° — в другую.

В коллекторах с подъемным движением конструкция коллектора и лопаток обеспечивает поступление всей влаги на жалюзиные пакеты.

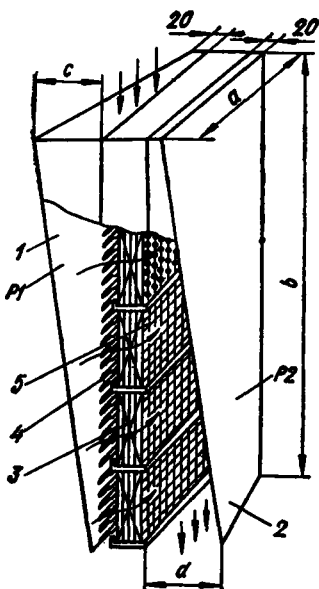


Рис. 6.10. Принципиальная конструкция сепарационного блока:

1 — входной коллектор; 2 — выходной коллектор; 3 — жалюзиный пакет; 4 — направляющие лопатки; 5 — дроссельный дырчатый лист; P — стенка близлежащего блока; P2 — наклонная стенка выходного коллектора

Неравномерность распределения парового потока оценивается коэффициентом распределения

$$\psi_{\text{в.кол}} = \frac{W_{\text{ж}}}{\bar{W}_{\text{ж}}},$$

где $W_{\text{ж}}$ — местная скорость движения до жалюзиного пакета, м/с; $\bar{W}_{\text{ж}}$ — среднерасходное значение скорости, м/с.

Равномерность достигается также и с помощью дырчатых листов за жалюзиным пакетом.

В табл. 6.3 приведены значения $\psi_{\text{в.кол}}$.

Жалюзиный пакет — основное устройство для отделения капель воды от пара. Отделение происходит под действием центробежных сил при движении потока в криволинейном канале между жалюзиными пластинами. Геометрия жалюзиных пластин, применяемых в пакетах отечественных СПП, показана на рис. 6.11, а.

Пластины собираются в пакеты с шагом 10 мм. При этом перекрытие пластин составляет 3 мм. Отсутствие перекрытия увеличивает вынос влаги за жалюзи. Фиксация положения пластин в пакете происходит путем приварки их к дистанционирующим пластинам, Принципиальная конструкция жалюзиного пакета показана на рис. 6.11, б. В целях недопущения прохода влажного пара через зазоры устанавливаются ограничивающие планки. Нижняя часть пакета пластин опущена в дренажное корыто, служащее сборником отсепарированной жидкости. Из дренажного корыта сепарат поступает в дренажную систему.

При радиальном расположении жалюзиных пакетов в аппарате размеры всех пакетов одинаковы. Ширина пакета диктуется внутренним диаметром корпуса СПП и диаметром центральной пароотводящей трубы.

При радиальном расположении жалюзиных пакетов в аппарате размеры всех пакетов одинаковы. Ширина пакета диктуется внутренним диаметром корпуса СПП и диаметром центральной пароотводящей трубы.

Таблица 6.3. Характеристики входных коллекторов и дырчатого листа жалюзиного пакета

Наименование	СПП-500	СПП-220	СПП-220М
--------------	---------	---------	----------

Коэффициент живого сечения дырчатого листа, %

Максимальное значение коэффициента неравномерности

—	5,9	10,5	7,8	5,4
2,2	1,5	2,2	2,1	1,8

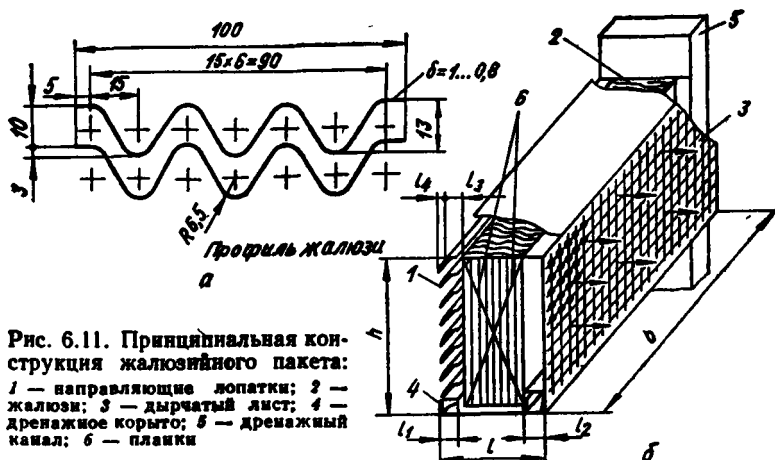


Рис. 6.11. Принципиальная конструкция жалюзийного пакета:

1 — направляющие лопатки; 2 — жалюзи; 3 — дырчатый лист; 4 — дренажное корыто; 5 — дренажный канал; 6 — планки

В случае кольцевого расположения пакеты имеют форму части кольца с различными шагами на входе и выходе из канала соответственно 10,7 и 10 мм. Ширина пакета по внешнему диаметру составляет 595 мм и 537 мм — по внутреннему.

Основные геометрические характеристики жалюзийных пакетов приведены в табл. 6.4.

Дренажная система предназначена для эффективного отвода жидкости, отделенной в сепарационном устройстве, и представляет собой систему последовательно соединенных каналов. Сток воды из швеллерообразных дренажных корыт осуществляется в вертикальные стояки. В зависимости от компоновки сепарационного отсека форма стояка может быть различной.

При радиальном расположении жалюзийных пакетов оптимальна прямоугольная форма стояка. Чтобы исключить затекание жидкости из стояка в корыто нижележащего пакета, над сливными окнами выполняются козырьки. Система вертикальных стояков связана кольцевым коллектором трапециевидального сечения. Слив воды, отделенной во входном коллекторе, происходит через гидро-

Таблица 6.4. Конструктивные характеристики жалюзийных пакетов

Величина	СПП-500	СПП-220	СПП-220М	СПП-500-1	СПП-1000
h	548	460	471	495	471
b	595/537	454—554	1070	1235	1070
l	—	230	220	218	194
l_1	3—145	5	4	2	3
l_2	—	45	40	40	17
d_0	—	6,0	7,5	7,5	7,5
t	—	Шахматное расположение 26 и 13	23	23	23
f	—	0,084	0,073	0,0835	0,0835
l_3	75	75	71	73	67
l_4	60	60	56	58	52

затвор в горизонтальный кольцевой коллектор дренажной системы. Из коллектора вода отводится в сепараторный сборник.

Пароперегреватели серийных СПП состоят из отдельных теплообменных элементов — кассет. Каждая кассета представляет собой шестигранный трубный пучок из труб с продольноприварным оребрением. Так, в кассетах пароперегревателя СПП-220 компонуется 37 труб (рис. 6.7). Кассеты пароперегревателей первой и второй ступени устанавливаются на решетчатой опоре, приваренной внутри корпуса к нижней его части. Схема конструктивного решения трубных пучков отечественных СПП показана на рис. 6.12.

Компоновка сепарационного отсека и пароперегревательного в одном корпусе требует специального конструктивного решения центральной пароотводящей трубы перегретого пара (рис. 6.13).

Поскольку отводящая центральная труба проходит через входную камеру и сепарационный отсек, необходимо обеспечить экранирование пароотводящей трубы от взаимодействия с влажным паром. Эта задача решается выполнением двухстенной конструкции.

Компенсация температурных неравномерностей осуществляется компенсаторами на внешней оболочке.

Отвод конденсата греющего пара из кассет теплообменного аппарата происходит через сборные коллекторы отдельно первой и второй ступеней с последующим сбросом в конденсатосборники.

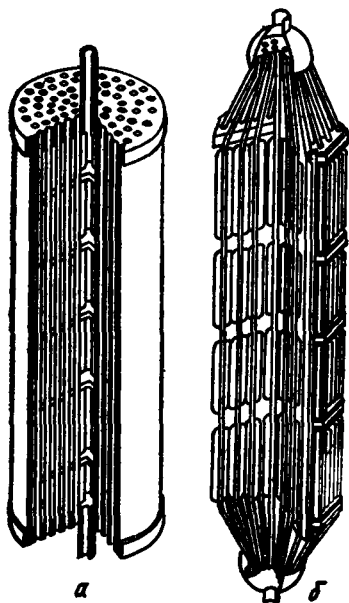


Рис. 6.12. Конструкции элементов теплообменных поверхностей пароперегревателей отечественных СПП:

а — модуль из вертикальных гладких труб; б — кассета из вертикальных труб с продольным оребрением

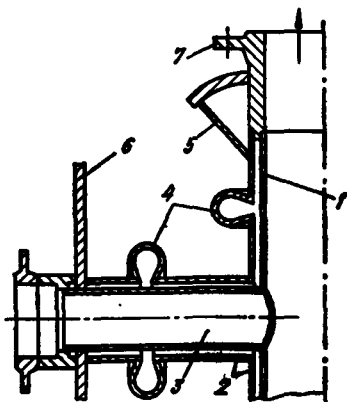


Рис. 6.13. Конструкция центральной пароотводящей трубы перегретого пара:

1 — основная труба аппарата (центральной) пароотводящая; 2 — тепловой экран; 3 — трубопровод отбора на ТПН; 4 — компенсатор; 5 — экранирующий кожух; 6 — корпус аппарата; 7 — выводной трубопровод с фланцем

Для поддержания процесса теплообмена, а также предотвращения опасной концентрации гремучей смеси в установках, работающих на паре первого контура, необходимо удаление конденсирующих газов.

В случае двухступенчатого парового перегрева необходимо специальное конструктивное решение подвода греющего пара к кассетам второй ступени пароперегрева. Поскольку в качестве греющего пара второй ступени используется острый пар, то для того чтобы исключить его охлаждение в зоне первой ступени, трубопроводы подвода к кассете экранируются трубой с компенсатором.

6.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЕПАРАЦИОННОГО ОТСЕКА

Расчет потерь давления в сепарационном отсеке связан с определением геометрических размеров отсека: определение количества жалюзийных пакетов в ярусе при тангенциальном расположении пакетов и числе ярусов; определение числа блоков при радиальном расположении пакетов и числа пакетов в блоке, используя геометрические характеристики пакета (табл. 6.4).

Задав расход пара на сепаратор-пароперегреватель $G_{сеп}$, выберем диаметр центральной пароотводящей трубы в соответствии с рекомендациями к конструкции входных камер (рис. 6.8). Найдем внешний диаметр расположения дренажных стояков D_n с учетом диаметра экрана пароотводящей трубы. Тогда в зависимости от расположения кассет определим:

количество блоков (по размеру «а + 40» в табл. 6.4)

$$N_{бл} = \frac{\pi D_n}{(a + 40)}; \quad (6.1)$$

количество пакетов в ярусе (по размеру «b» в табл. 6.4)

$$N_{я} = \frac{\pi D_n}{b}. \quad (6.2)$$

Число пакетов в ярусе и число блоков округляются до полного целого наименьшего.

В случае радиального расположения пакетов в блоках определяется расход пара на блок

$$G_{бл} = \frac{G_{сеп}}{N_{бл}}. \quad (6.3)$$

При определении необходимого количества жалюзийных пакетов необходимо помнить, что существует некоторая критическая скорость $W_{кр}$, при достижении которой наблюдаются срыв пленки жидкости с пластин и унос потоком пара. Поэтому в процессе проектной проработки или проверочного расчета необходимо, чтобы реальная скорость потока на жалюзи не превышала $W_{кр}$.

Критическую скорость пара на жалюзи определим по формуле

$$W_{кр} = k_{кр} \sqrt{\frac{g^2 \sigma (\rho' - \rho)}{\rho'^2}}. \quad (6.4)$$

Таблица 6.5. Определение потерь давления в сепарационных отсеках СПП

№ пп	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Результат
1	Плотность сухого насыщенного пара при $P_{\text{сеп}}^{\text{раx}} - \rho_1$, кг/м³	По таблицам	1,802
2	Плотность воды при параметрах насыщения ρ_1 , кг/м³	По таблицам	928,5
3	Плотность влажного пара на входе в СПП ρ_1 , кг/м³	$\rho_1 = \frac{\rho_1' x}{\rho_1' x + \rho_1'' (1 - x)}$	2,072
4	Скорость влажного пара на входе в камеру W_1 , м/с	$W_1 = 4G_{\text{сеп}} / \rho_1 \pi d_1^2$	43,2
5	Коэффициент гидравлического сопротивления входной камеры ξ_1	По п. 2.5	1,25
6	Потери давления во входной камере ΔP_1 , кПа	$\xi_1 \frac{\rho_1 W_1^2}{2}$	2,43
7	Давление пара на входе во входной коллектор P_2 , кПа	$P_2 = P_1 - \Delta P_1$	333,5
8	Плотность воды (при давлении P_2) ρ_2 , кг/м³	По таблицам	931,1
9	Плотность сухого насыщенного пара (при давлении P_2) ρ_2' , кг/м³	По таблицам	1,789
10	Плотность влажного пара (при давлении P_2) ρ_2 , кг/м³	$\rho_2 = \frac{\rho_2' x}{\rho_2' x + \rho_2'' (1 - x)}$	2,058
11	Количество сепарационных блоков $N_{\text{бл}}$, шт.	По предварительному расчету	16
12	Расход влажного пара на блок сепарационный $G_{\text{бл}}$, кг/с	$G_{\text{бл}} = \frac{G_{\text{сеп}}}{N_{\text{бл}}}$	8,444
13	Площадь входа пара в сепарационный блок f , м²	Задается согласно рис. 6.10 и табл. 6.2	0,249
14	Скорость пара на входе в коллектор блока W_2 , м/с	$W_2 = \frac{G_{\text{бл}}}{f}$	16,5
15	Коэффициент гидравлического сопротивления повороту на 165° ξ_{165°	По рис. 2.4 с поправкой 0,6	1,45
16	Потери давления на повороте потока ΔP_2 , кПа	$\Delta P_2 = \xi_{165^\circ} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}$	4,1
17	Коэффициент гидравлического сопротивления повороту потока в направляющих лопатках на 75° ξ_{75°	По рис. 2.4	0,56
18	Потери давления на потоке на 75° ΔP_3 , кПа	$\Delta P_3 = \xi_{75^\circ} \frac{\rho_2 W_2^2}{2}$	0,4
19	Площадь набегания потока на жалюзи сепарационного блока $f_{\text{ж}}$, м²	$f_{\text{ж}} = N_{\text{ж}} f_{\text{н}}$	1,88
20	Скорость набегания потока на жалюзи W_3 , м/с	$W_3 = \frac{G_{\text{бл}}}{\rho_2 f_{\text{ж}}}$	2,2
21	Коэффициент гидравлического сопротивления жалюзийных пластин $\xi_{\text{ж}}$	Задается	10

№ пп	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Результат
22	Потери давления на жалюзи ΔP_4 , кПа	$\Delta P_4 = \xi_{ж} \frac{\rho_3 W_3^2}{2}$	0,5
23	Влажность пара за жалюзи $(1 - x_1)$, в долях от единицы	Согласно условиям	0,01
24	Плотность пара за жалюзийной пластиной ρ_3 , кг/м ³	$\rho_3 = \frac{\rho_2 \rho_2'}{\rho_2 x_1 + \rho_2' (1 - x_1)}$	1,808
25	Толщина дырчатого листа, δ_1 , мм	Задано	4
26	Диаметр отверстий в дырчатом листе d_0 , мм	Задано	7,5
27	Шаг отверстий t , м	Задано	23
28	Коэффициент живого сечения дырчатого листа $\bar{f}$	$\bar{f} = \frac{\pi d_0^2}{4t^2}$	0,0835
29	Отношение δ/d_0		0,535
30	Количество отверстий в дырчатом листе Z_1 , шт.	Задано	3316
31	Скорость пара в отверстиях W_5 , м/с	$W_5 = \frac{4G_{дл} x}{Z \pi d_0^2 \rho_3}$	28,1
32	Число Рейнольдса Re	$W_5 d_0 / \nu$	$3,1 \cdot 10^4$
33	Коэффициент гидравлического сопротивления дырчатого листа ξ_5	По формуле (2.43)	1,90
34	Потери давления на дырчатом листе ΔP_5 , кПа	$\Delta P_5 = \xi_5 \frac{\rho_3 W_5^2}{2}$	3,9
35	Давление пара на выходе из сепарационного блока $P_{вых}$, кПа	$P_{вых} = P_{вх} - \sum_{i=1}^5 \Delta P_i$	315
36	Плотность пара на выходе из сепарационного блока $\rho_{вых}$, кг/м ³	По таблицам	1,795
37	Площадь выходного сечения блока $f_{вых}$, м ²	Задано согласно рис. 6.10 и табл. 6.2	0,215
38	Скорость пара на выходе $W_{вых}$, м/с	$W_{вых} = \frac{G_{пх}}{\rho_{вых} f_{вых}}$	19
39	Коэффициент гидравлического сопротивления выхода ξ_6	По п. 2.5	0,325
40	Потери давления на местном сужении ΔP_6 , кПа	$\Delta P_6 = \xi_6 \frac{\rho_{вых} W_{вых}^2}{2}$	1,0
41	Полное гидравлическое сопротивление сепарационного отсека $\Delta P_{сеп}$, кПа	$\Delta P_{сеп} = \sum_{i=1}^6 \Delta P_i$	44,3

Здесь σ — коэффициент поверхностного натяжения; $k_{кр}$ — безразмерный параметр, определяемый в зависимости от $(1 - x_{вх})$.

При начальной влажности 12—15 % параметр $k_{кр}$ рассчитывается по формуле

$$k_{кр} = 1,9 - 0,33 \left(\frac{h}{b} \right)^{0,25}, \quad (6.5)$$

где h — высота жалюзийной пластины, оказывает незначительное влияние на $k_{кр}$. При этом нужно помнить, что уменьшение ширины

по сравнению с применяемой в СПП величиной $b = 0,1$ м может вызвать снижение эффективности пакета, а увеличение приведет к увеличению массы и габаритных размеров СПП.

Уменьшение высоты жалюзийных пластин менее $0,5—0,5$ м приведет к снижению $W_{кр}$ из-за возрастания влияния дренажных устройств.

Допустимая скорость выбирается с учетом максимальной скорости и рассчитывается как

$$W_d = \frac{W_{кр}}{\psi_{max}},$$

где

$$\psi_{max} = \psi_{в.к}^{max} \psi_{в.кол}^{max}.$$

Здесь значение $\psi_{в.к}^{max}$ и $\psi_{в.кол}^{max}$ определяется из табл. 6.1 и 6.3. Зная площадь набегания пара на пакет f_n (табл. 6.4), находим число пакетов в отдельном блоке

$$N_n = \frac{G_{бл}}{\rho f_n W_d}. \quad (6.6)$$

Если число пакетов округлить до большего целого, то скорость пара на жалюзийных пластинах будет меньше.

Определив количество пакетов в блоке для радиальной компоновки или количество ярусов для тангенциальной компоновки, можно завершить конструктивную проработку сепарационного отсека СПП, установив необходимую высоту и диаметр аппарата в зоне сепарационного отсека. Сформировав окончательно все каналы тракта течения влажного пара, можно рассчитать потери давления в сепарационном отсеке.

Пример. Рассчитать потери давления в сепарационном отсеке СПП типа СПП-220 М. Расход пара на сепаратор $G_{сеп} = 135,14$ кг/с, давление пара перед входной камерой $P_{сеп}^{вх} = 336$ кПа, влажность пара на входе $(1 - x_{вх}) = 0,13$, диаметр патрубка входной камеры $d_1 = 1390$ мм. Зададим диаметр $D_n = 1400$ мм, число блоков в сепарационном отсеке $N_6 = 16$.

Результаты расчета приведены в табл. 6.5.

6.6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНОГО ОТСЕКА

Поскольку в нитках греющего пара СПП отсутствуют отборы, то материальный баланс аппарата представим как

$$G_n^{вх} = G_n^{вых} + G_c + G_{др},$$

где G_c — количество влаги, отсепарированной в сепарационном отсеке; $G_{др}$ — количество пара, конденсирующегося на стенках аппарата вследствие тепловых потерь через изоляцию; $G_n^{вх}$ — количество перегретого пара на выходе из СПП.

Уравнение теплового баланса СПП имеет вид

$$G_{r_1} (i_{r_1}^{вх} - i_{r_1}^{вых}) + G_{r_2} (i_{r_2}^{вх} - i_{r_2}^{вых}) = G_n^{вх} (i_n^{вх} - i_n). \quad (6.8)$$

Определив потерю давления на сепарационном отсеке и влажность пара ($1 - x_1$), вычислим при давлении на входе в пароперегреватель величину

$$i_n = i' + x_1 r.$$

Энтальпии $i_{г1}^{вх}$ и $i_{г2}^{вх}$ определяются параметрами мест отбора пара из турбины.

Принимая условия полной конденсации греющего пара в трубном пучке, энтальпии $i_{г1}^{вых}$ и $i_{г2}^{вых}$ определим как энтальпии насыщенной воды при давлениях в сборных коллекторах кассет первой и второй ступеней соответственно.

Задав температуру и давление пара на выходе из СПП из условий проектирования проточной части турбины, определим энтальпию $i_n^{вых}$.

Однако в этих условиях уравнение (6.8) не однозначно определяет связь между расходами греющего пара первой $G_{г1}$ и второй $G_{г2}$ ступеней. Поэтому, задав температуру пара после промпрегрева, вводится дополнительное условие, когда температурный перепад от температуры пара за сепарационным отсеком до температуры после промпрегрева разбивается равномерно между первой и второй ступенями пароперегревателя.

Это позволяет однозначно определить тепловую нагрузку первой и второй ступеней пароперегревателя, однако температура рабочего пара за первой ступенью уточняется последовательными приближениями в процессе расчета.

В остальном методика теплового и гидравлического расчетов пароперегревательного отсека ничем не отличается от методики расчета подогревателей.

6.7. РАСЧЕТ БЕЗНАПОРНОГО ТЕЧЕНИЯ В ДРЕНАЖНЫХ ЛИНИЯХ

Необходимым условием стабильной работы СПП является свободный слив сепарата и конденсата из аппаратов в сепаратор и конденсатосборник соответственно. При этом должно быть выполнено условие свободного лоткового режима течения жидкости в трубопроводе.

В этом случае разница расположения высот сливного патрубка в СПП и приемного патрубка в конденсатосборнике определяется соотношением

$$\Delta H > \frac{G^2}{2g\rho'(\rho' - \rho'')f} \left(\xi_m + \xi \frac{l}{d} \right), \quad (6.9)$$

где ΔH — разница нивелирных высот концов трубопровода, м; l — длина трубопровода, м; f — площадь поперечного сечения трубы, м²; d — диаметр трубопровода, м; ρ' , ρ'' — плотности воды и пара на линии насыщения, кг/м³; G — расход жидкости, кг/с.

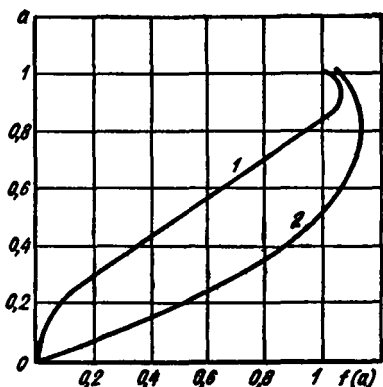


Рис. 6.14. Зависимости W_n/W_n и k_{W_n}/k_W для определения скоростных и расходных характеристик:

1 — $k_{W_n}/k_W = f_1(a)$; 2 — $W_n/W_n = f_2(a)$, где h_n — уровень воды в трубе; d — внутренний диаметр трубы

Скорость течения в трубопроводе при свободном течении жидкости и полном заполнении канала определяется как

$$W_n = c\sqrt{R},$$

где $c = \sqrt{\frac{8g}{\xi}}$ — коэффициент Шези, м/с; $R = \frac{d}{4}$ — гидравлический радиус канала, м; $\xi = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d}{k_m} + 1,14\right)^2}$ — коэффициент

трения шероховатой трубки по Никурадзе; k_m — эквивалентная абсолютная шероховатость, м.

Рассчитав скорость течения в канале при полном заполнении, определим расходную характеристику полного сечения канала

$$k_W = f c \sqrt{R}. \quad (6.10)$$

Расходная характеристика канала при заданном уклоне трубопровода i будет

$$k_{W_n} = \frac{G}{\rho \sqrt{i}}, \quad (6.11)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Вычислив характеристики k_{W_n} , k_W и определив отношение $k_{W_n}/k_W = f_1(a)$, найдем по кривой 1 рис. 6.14 степень заполнения трубы

$$a = \frac{h_n}{d}, \quad (6.12)$$

где h_n — уровень заполнения трубы жидкостью, м.

Следует иметь в виду, что степень заполнения трубопровода не должна превышать 0,7, т. е. $a \leq 0,7$.

Если степень заполнения превышает допустимые нормы, то необходимо либо увеличить расходную характеристику k_W за счет увеличения диаметра трубопровода, либо снизить расходную характеристику k_{W_n} путем увеличения уклона трубопровода.

По найденному значению степени заполнения трубопровода и кривой 2 на рис. 6.14 определяется скоростная характеристика трубопровода

$$f(a) = \frac{W_n}{W_n}.$$

Тогда средняя скорость течения в трубопроводе будет

$$W = W_n f(a) \sqrt{i}. \quad (6.13)$$

Необходимо помнить, что скорость течения жидкости в любом канале не должна превышать ее допустимых значений с точки зрения эрозионного износа.

6.3. РАСЧЕТ УРАВНИТЕЛЬНЫХ ЛИНИЙ НА СТОРОНЕ ВХОДНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ ГРЕЮЩЕГО ПАРА

Поскольку в состав турбоагрегата включается обычно несколько СПП, то не допускается разверка давлений греющего пара на входе в раздающие коллекторы пароперегревательного отсека более 0,5 кПа при всех режимах работы.

Разность давлений в линиях греющего пара более 0,5 кПа вызывает: заливку теплообменной поверхности, пульсационное течение, термоциклические напряжения в стенках труб и, как следствие, их разрушение.

Основным средством выравнивания давления перед раздающими коллекторами греющего пара оказываются уравнительные коллекторы и линии.

Расчет предусматривает определение: давления в уравнительном коллекторе, расхода через уравнительные трубопроводы, проходных сечений уравнительных линий.

При расчете принимаются следующие допущения: сопротивление уравнительных линий пренебрежимо мало, суммарные коэффициенты сопротивлений параллельных линий определяются при равных расходах пара.

Определим потери давления в линиях, подводящих греющий пар к отдельным камерам:

$$\Delta P_{\kappa} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i = \sum_{i=1}^n \left(\xi_{m_i} + \xi_i \frac{l_i}{d_i} \right) \frac{\rho W_i^2}{2}, \quad (6.14)$$

где n — количество расчетных участков каждой линии; k — количество подводящих линий; ξ_{m_i} — коэффициент местного сопротивления i -го участка; ξ_i — коэффициент сопротивления трения i -го участка; W_i — скорость пара на i -м участке.

Выбираем условную расчетную скорость W_p как

$$W_{p\kappa} = \frac{G_{\kappa}}{\rho f_{p\kappa}}, \quad (6.15)$$

где G — общий расход пара на все камеры, кг/с; $G_{\kappa} = G/k$ — расход пара в трубопровод отвода, кг/с; $f_{p\kappa}$ — площадь поперечного сечения последнего участка k -й линии, м².

Определим приведенные коэффициенты сопротивлений всех отводов как

$$\Sigma \xi_{\kappa} = \frac{2 \Delta P_{\kappa}}{\rho W_{\kappa}^2}. \quad (6.16)$$

Строим графики $\Delta P_{\kappa} = f(W)$ для всех ветвей вблизи расчетной величины $W_{p\kappa}$.

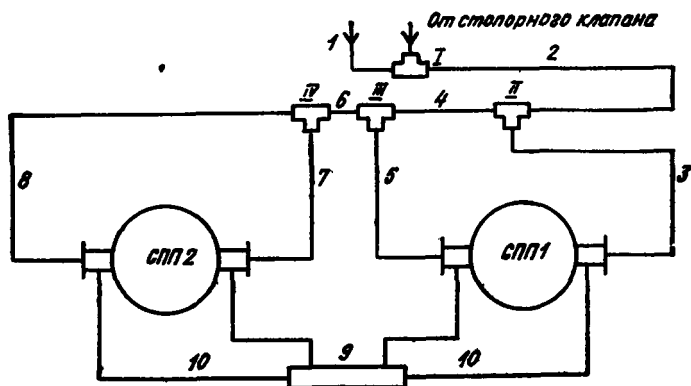


Рис. 6.15. Расчетная схема трубопроводов подвода греющего пара и уравнивательных линий 2-й ступени СПП:

1—8 — номера расчетных участков; 9 — уравнивательный коллектор; 10 — уравнивательные линии; 1, II, III, IV — тройники

Построим условную зависимость потери давления в приемной камере от суммарного расхода пара на все камеры $\Delta P = f(W_{\text{сум}})$, используя зависимость потерь давления в каждой ветви. Для этого выполняют сложение скоростей во всех ветвях при одинаковых потерях давления.

Затем по суммарному расходу греющего пара (или условной суммарной скорости $W_{\text{сум}}$) из графика $\Delta P = f(W_{\text{сум}})$ определим потерю давления в каждой ветви от начала ответвления до камеры.

После этого по графику $\Delta P_k = f(W)$ определим скорость пара в ветвях при равных давлениях в камерах.

Тогда расходы в уравнивательных линиях определяются как

$$G_{\text{к.урав}} = (W_{\text{в.к}} - W_{\text{р.к}}) F_{\text{рр}}. \quad (6.17)$$

Проверяем баланс расходов в уравнивательном коллекторе

$$\sum_{k=1}^m G_{\text{к.урав}} = 0.$$

Методику расчета уравнивательных линий рассмотрим на примере.

Пример. Рассчитываем уравнивательные линии второй ступени перегрева СПП-220. Расчетная схема трубопроводов подвода пара и уравнивательных линий показана на рис. 6.15.

Расход греющего пара на два СПП $G_{\text{отб}} = 14,89$ кг/с; давление острого пара — $P = 4,4$ мПа; сухость пара $x = 0,995$; давление пара перед аппаратом $P_2 = 4,2$ мПа.

Результаты расчета сведены в табл. 6.6.

Отрицательное значение $(G_{\text{н}}^* - G_{\text{к}})$ означает, что пар движется из входной камеры в уравнивательный коллектор.

По приведенным коэффициентам сопротивления отборов для заданных скоростей пара в отводах (табл. 6.6, п.75, 77, 79, 81) подсчитываем гидравлические потери в отводах и строим семейство кривых $\Delta P_{\text{отв}} = f(W_{\text{отв}})$.

Таблица 6.6. Расчет уравнительных линий СПП

№ п/п	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Результат
<i>Участок 1</i>			
1	Среднее давление пара $\bar{P}$, кПа	$\bar{P} = 0,5 (P + P_2)$	4300
2	Плотность пара при $\bar{P}$ и $x\bar{p}$, кг/м ³	По таблицам	21,5
3	Диаметр трубы d_1 , м	Принят	0,099
4	Скорость пара W_1 , м/с	$W_1 = 4G_{отб}/\pi d_1^2 \rho$	44,9
5	Коэффициент сопротивления входа в трубу ξ_1	По п. 2.5	0,5
6	Коэффициент сопротивления поворота		
	$\xi_{пов}$ на 90°	То же	0,2
	$\xi_{пов}$ на 30°	»	0,1
	$\xi_{пов}$ на 65°	»	0,1
7	Число поворотов		
	$n_{пов}$ на 90°		2
	$n_{пов}$ на 30°		2
	$n_{пов}$ на 65°		1
8	Длина трубы l_1 , м	Принята	12,42
9	Коэффициент сопротивления трения λ_1	$\lambda_1 = \frac{0,25}{\left[\lg \left(3,7 \frac{d_1}{k_{ш}} \right) \right]^2}$	0,019
10	Диаметр трубы после перехода d_2 , м	Принят	0,145
11	Коэффициент сопротивления переходника $\xi_{пер 1}$	По п. 2.5	0,24
12	Коэффициент сопротивления трения λ_2	$\lambda_2 = \frac{0,25}{\left[\lg \left(3,7 \frac{d_1}{k_{ш}} \right) \right]^2}$	0,017
13	Длина трубы l_2 , м	Принята	1,75
14	Скорость пара в трубе диаметра d_2 W_1' , м/с	$W_1' = \frac{4G_{отб}}{\pi d_2^2 \rho}$	20,66
15	Суммарное гидравлическое сопротивление участка ΔP_1 , кПа	$\Delta P_1 = \left[\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + n_{пов}^{30} \xi_{пов}^{30} + \right. \\ \left. + n_{пов}^{90} \xi_{пов}^{90} + \xi_{пер} + \xi_1 + \right. \\ \left. + \xi_{пер} \right] \frac{\bar{\rho} W_1^2}{2} + \lambda_2 \frac{\rho W_1'^2}{2}$	85,45
<i>Участок 2</i>			
16	Длина трубы l_3 , м	Принята	5,5
17	Коэффициент сопротивления обратного клапана КОС-150-1 $\xi_{о.к.}$	Принят	1,7
18	Коэффициент сопротивления задвижки $D_{ушл.}$ $\xi_{зад}$	Принят	0,1
19	Число поворотов на 90° $n_{пов}$	Принято	2
20	Коэффициент сопротивления поворота на 90° $\xi_{пов}^{90}$	По п. 2.5	0,3

№ ш/п	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Результат
21	Коэффициент сопротивления тройника № 1 прямой проход	Принят	0,6
22	Суммарный коэффициент сопротивления участка ξ_2	$\xi_2 = \sum_{i=1}^k \xi_i$	3,645
23	Скорость пара на участке W_2 , м/с	$W_2 = \frac{4G_{отб}}{\pi d_2^2 \rho}$	41,9
24	Суммарное гидравлическое сопротивление участка ΔP_2 , кПа	$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{\rho W_2^2}{2}$	76,22
25	Суммарное гидравлическое сопротивление 1-го и 2-го участков ΔP_{1-2} , кПа	$(\Delta P_1 + \Delta P_2)$	155,67
<i>Участок 3 (1-й отвод)</i>			
26	Расход пара G_3 , кг/с		3,72
27	Диаметр трубы d_3 , м	Принят	0,081
28	Скорость пара в трубе W_3 , м/с	$W_3 = \frac{4G_3}{\pi d_3^2 \rho}$	33,57
29	Коэффициент сопротивления поворота на 90° $R/D = 4,94 \xi_{пов}^{90}$ $R/D = 1,85 \xi_{пов}^{90}$	По п. 2.5	0,2 0,3
30	Коэффициент сопротивления трения λ_3	$\lambda_3 = \frac{0,25}{\left[\lg \left(3,7 \frac{d_3}{k_{ш}} \right) \right]^2}$	0,0195
31	Длина трубы l_3 , м	Принята	7,37
32	Коэффициент сопротивления входа в приемную камеру СПП $\xi_{в.к}$	По п. 2.5	1,0
33	Коэффициент сопротивления тройника № 2 (боковое ответвление) $\xi_{тр}^{б.о}$	По п. 2.5	2,3
34	Суммарный коэффициент сопротивления участка ξ_3	$\xi_3 = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \xi_{пов}^{90} + \xi_{пов}^{90} + \xi_{в.к} + \xi_{тр}^{б.о}$	6,074
35	Суммарное гидравлическое сопротивление участка ΔP_3 , кПа	$\Delta P_3 = \xi_3 \frac{\rho W_3^2}{2}$	75,11
<i>Участок 4</i>			
36	Расход пара G_4 , кг/с		11,17
37	Длина трубы l_4 , м	Принята	2,714
38	Диаметр трубы d_4 , м	Принят	0,145
39	Скорость пара W_4 , м/с	$W_4 = 4G_4 / \pi d_4^2 \rho$	31,4
40	Гидравлическое сопротивление участка ΔP_4 , кПа	$\Delta P_4 = \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \frac{\rho W_4^2}{2}$	3,44

№ п/п	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Результат
<i>Участок 5 (2-й отвод)</i>			
41	Расход пара G_5 , кг/с		3,72
42	Диаметр трубы d_5 , м	Принят	0,081
43	Скорость пара W_5 , м/с	$W_5 = 4G_5 / \pi d_5^2 \rho$	33,57
44	Коэффициент сопротивления тройника № 3 (боковое ответвление) $\xi_{тр3}^{6.0}$	По п. 2.5	1,7
45	Число поворотов на 90° $n_{пов}^{90}$	Принято	2
46	Суммарный коэффициент сопротивления участка ξ_5	$\xi_5 = \lambda_2 \frac{l_5}{d_5} + n_{пов}^{90} \xi_{пов}^{90} + \xi_{эл} + \xi_{тр,3}^{6.0}$	4,854
47	Гидравлическое сопротивление участка ΔP_5 , кПа	$\Delta P_5 = \xi_5 \frac{\rho W_5^2}{2}$	56,69
<i>Участок 6</i>			
48	Расход пара G_6 , кг/с		7,44
49	Диаметр трубы d_6 , м	Принят	0,099
50	Длина трубы l_6 , м	Принята	4,15
51	Скорость пара W_6 , м/с	$W_6 = 4G_6 / \pi d_6^2 \rho$	45,0
52	Коэффициент сопротивления перехода с d_4 на d_6 $\xi_{пер}$	По п. 2.5	0,065
53	Коэффициент сопротивления трения λ_6	$\lambda_6 = \frac{0,25}{\left[\lg \left(3,7 \frac{d_6}{k_{ш}} \right) \right]^2}$	0,0187
54	Суммарный коэффициент сопротивления участка ξ_6	$\xi_6 = \lambda_6 \frac{l_6}{d_6} + \xi_{пер}$	0,0849
55	Гидравлическое сопротивление участка ΔP_6 , кПа	$\Delta P_6 = \xi_6 \frac{\rho W_6^2}{2}$	18,84
<i>Участок 7 (3-й отвод)</i>			
56	Расход пара G_7 , кг/с		3,72
57	Диаметр трубы d_7 , м	Принят	0,081
58	Длина трубы l_7 , м	Принята	5,335
59	Число поворотов на 90° $n_{пов}^{90}$	Принято	2
60	Скорость пара W_7 , м/с	$W_7 = 4G_7 / \pi d_7^2 \rho$	33,57
61	Коэффициент сопротивления тройника № 4 (боковое ответвление) $\xi_{тр4}^{6.0}$	По п. 2.5	2,1
62	Суммарный коэффициент сопротивления ξ_7	$\xi_7 = \lambda_2 \frac{l_7}{d_7} + \xi_{тр,4}^{6.0} + n_{пов}^{90} \xi_{пов}^{90} + \xi_{эл}$	4,984

№ п/п	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Результат
63	Гидравлическое сопротивление участка ΔP_7 , кПа	$\Delta P_7 = \xi_7 \frac{\bar{\rho} W_7^2}{2}$	61,63
<i>Участок 8 (4-й отвод)</i>			
64	Расход пара G_8 , кг/с		3,72
65	Диаметр трубы d_8 , м	Принята	0,081
66	Длина трубы l_8 , м	Принята	9,463
67	Коэффициент сопротивления переходу с d_6 на d_7	По п. 2.5	0,05
68	Число поворотов на 90° $R/D = 4,9 \lambda_{пов}^{90}$ $R/D = 1,8 \lambda_{пов}^{90}$	Принято	1
69	Суммарный коэффициент сопротивления ξ_8	$\xi_8 = \xi_{пер} + \xi_{эл} + \xi_{пов}^{90} \lambda_{пов}^{90} +$ $+ \lambda_8 \frac{l_8}{d_8} + \lambda_{пов}^{90} \xi_{пов}^{90}$	2 4,158
70	Скорость пара на участке W_8 , м/с	$W_8 = 4G_8 / \pi d_8^2 \rho$	33,57
71	Гидравлическое сопротивление участка ΔP_8 , кПа	$\Delta P_8 = \xi_8 \frac{\bar{\rho} W_8^2}{2}$	51,42
72	Суммарные гидравлические сопротивления отводов $\Delta P_{1отв}$, кПа	$\Delta P_{1отв} = \Delta P_8$ $\Delta P_{2отв} = \Delta P_4 + \Delta P_8$ $\Delta P_{3отв} = \Delta P_4 + \Delta P_8 + \Delta P_7$ $\Delta P_{4отв} = \Delta P_4 + \Delta P_8 + \Delta P_7$	75,11 60,13 83,91 73,70
73	Максимальная разверка $\Delta P_{\max}$, кПа	$\Delta P_{3отв} - \Delta P_{2отв}$	23,78
74	Приведенные коэффициенты сопротивлений отводов $\xi_{отв}$	$\xi_{1отв}$ $\xi_{2отв}$ $\xi_{3отв}$ $\xi_{4отв}$	6,084 4,870 6,797 5,970
75	Скорости пара в первом отводе W_1 , м/с	Приняты	32 33 34
76	Гидравлические потери в первом отводе $\Delta P_{1отв}$, кПа	$\Delta P_{1отв} = \xi_{1отв} \frac{\bar{\rho} W_{1отв}^2}{2}$	68,27 72,60 77,07
77	Скорости пара во втором отводе $W_{2отв}$, м/с	Приняты	35,5 36,5
78	Гидравлические потери во втором отводе $\Delta P_{2отв}$, кПа	$\xi_{2отв} \frac{\bar{\rho} W_{2отв}^2}{2}$	38,0 67,25 71,10 77,06

№ п/п	Наименование	Расчетная формула или способ определения	Результат
79	Скорости пара в третьем отводе $W_{3\text{отв}}$, м/с	Приняты	30,0 31,0 32,0
80	Гидравлические потери в третьем отводе $\Delta P_{3\text{отв}}$, кПа	$\xi_{3\text{отв}} \frac{\bar{\rho} W_{3\text{отв}}^2}{2}$	67,03 71,58 76,27
81	Скорости пара в четвертом отводе $W_{4\text{отв}}$, м/с	Приняты	32 33 34
82	Гидравлические потери в четвертом отводе $\Delta P_{4\text{отв}}$, кПа	$\xi_{4\text{отв}} \frac{W_4^2}{2}$	66,99 71,24 75,63
83	Суммарная скорость пара на входе в камеры при номинальном расходе ΣW_i , м/с	$\Sigma W_i = W_2 + W_3 + W_7 + W_8$	134,46
84	Действительная скорость пара на входе в камеры первый отвод второй отвод третий отвод четвертый отвод	$\Delta P_{\text{отв}} = f(W)$ По рис. 36,95	33,0 31,20 33,30
85	Расход пара по отводам, кг/с G_k -го отвода	$G_k = W_k \frac{\pi d_k^2}{4} \bar{\rho}$	3,65 4,09 3,455 3,69
86	Номинальный расход пара на камеру G_n^k , кг/с		3,72
87	Расход пара по уравнительным линиям $G_{\text{ур}}$, кг/с первый отвод второй отвод третий отвод четвертый отвод	$G_{\text{ур}} = (G_n^k - G_k)$	0,068 0,369 0,267 0,035

Для произвольных, но равных значений $\Delta P_{\text{отв}}$ не менее трех на каждой характеристике $\Delta P_{i\text{отв}} = f(W_{i\text{отв}})$ находим соответствующее ему значение $W_{i\text{отв}}$. По сумме $\Sigma W_{i\text{отв}}$ для каждого $\Delta P_{\text{отв}}$ строим график $\Delta P_{\text{отв}} = f(\Sigma W_{i\text{отв}})$.

По сумме ΣW_i при номинальном расходе находим $\Delta P_{\text{отв}}$ и $W_{i\text{отв}}$, действительные на входе в камеры (табл. 6.6 п.84).

По полученным расходам пара в уравнительных линиях выбирается диаметр трубопроводов и производится поверочный расчет гидравлических сопротивлений этих линий.

Технические характеристики сепараторов пароперегревателей приведены в табл. 6.7.

Таблица 6.7. Характеристики сепараторов пароперегревателей

Марка	Обозначение	Количество аппаратов, шт.	Перегреваемый пар						Горящий пар I ступени			Горящий пар II ступени			Поверхность, м ² /шт.	Число труб
			расход перед СПП, т/ч	влажность перед СПП, %	давление на входе, МПа	температура на входе, °С	Температура на выходе		расход, т/ч	давление, МПа	температура, °С	расход, т/ч	давление, МПа	температура, °С		
							I ступень	СПП								
К-220-44	Гладкотрубные	4	244,17	13	0,3	133	193	241	17,6	17,7	206	12,37	4,22	253	1420/3354	1440/2712
К-220-44 (серийная)	СПП-220	2	488,4	13	0,3	133	186	241	32	1,77	206	28,4	4,22	253	691/3478	685/3441
К-500-65/3000	СПП-500	4	510	15,5	0,326	137,9	196,7	265	38,2	1,83	210,7	39,1	6,26	278,4	2135/432	1218/216
К-500-65/3000 (серийная)	СПП-500-1	4	519,7	15	0,335	137,4	190	263	31,5	1,85	208,5	42,1	6,26	278,4	1240/14872	1485/17780
К-500-60/1500	СПП-1000	2	1172	12	1,125	188,7	207	250	50,7	2,8	229,4	61,5	5,7	272,4	618/3118	758/3811

6.9. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ СПП

От характеристик СПП существенно зависят технико-экономические показатели турбоустановок: к. п. д., стоимость, разделительное давление, тепловая схема.

Вместе с тем конструкция СПП и его обвязка оказывают существенное влияние на пусковые характеристики турбоустановки, показатели маневренности ремонтпригодности.

При проектировании АЭС и эксплуатации особое внимание уделяется СПП. Турбостроительные фирмы даже для турбин одного типоразмера применяют различные конструкции СПП с тем, чтобы на основании опыта эксплуатации и исследований отработать наилучший вариант.

Так, исследования, выполняемые фирмой «Мицубиси», на горизонтальных СПП показали, что нарушение направления потока во входном устройстве сепарационного отсека при увеличении относительного объемного пропуска пара G/ρ и против расчетного на 40 % приводит к критическому падению к. п. д. сепаратора (под к. п. д. сепаратора понимается отношение $(y_{вх} - y_{вых})/y_{вых}$). Изменение конструкции входного устройства привело к более равномерному распределению скоростей и значительному сдерживанию падения к. п. д. сепаратора при перегрузках.

Оказалось возможным практически при двойной нагрузке ($\bar{G}/\rho$) (работа с одним СПП вместо двух) удерживать к. п. д. сепаратора на уровне 0,995.

Особое внимание уделяется контролю параметров на выходе из СПП. Неравномерность параметров во многих случаях определяет необходимость внесения изменений в обвязку для улучшения режима работы аппарата.

В ряде исследований было обнаружено, что через сепарационный отсек и даже через пароперегревательную часть первой ступени происходит локальный пронос влаги. Это приводит к снижению надежности и экономичности работы турбоустановок.

Исследования, выполненные МЭИ, показали, что влажный пар к СПП и аппаратам регенеративного подогрева питательной воды подводится по трубопроводам достаточной протяженности (20—30 м), со сложной пространственной конфигурацией и рядом поворотов потока. На движение влажного пара оказывают влияние многочисленные факторы коагуляции, дробление, турбулентная диффузия, инерционное осаждение капель на поверхность, образование пленок, вторичное увлажнение и др. Совместное действие перечисленных факторов приводит к формированию дисперсно-кольцевого режима течения. При этом распределение влаги зависит от режимных факторов и геометрии трубопроводной линии.

Испытания на ряде АЭС в пусконаладочных и промышленных режимах показали, что влага неравномерно распределяется по сечению пароперепускных ресиверов и концентрируется в пристенном слое. В ресиверах с плавными поворотами расслоение потока достигает 90 %. Расслоение потока увеличивается с ростом давления

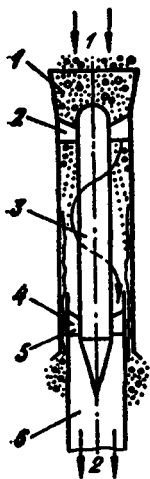


Рис. 6.16. Элемент (модуль) высокоскоростного центробежного сепаратора:

1 — входной конфузор; 2 — закруточный аппарат; 3 — центральное тело; 4 — сепарационная камера; 5 — спрямляющий аппарат; 6 — трубопровод осушенного пара

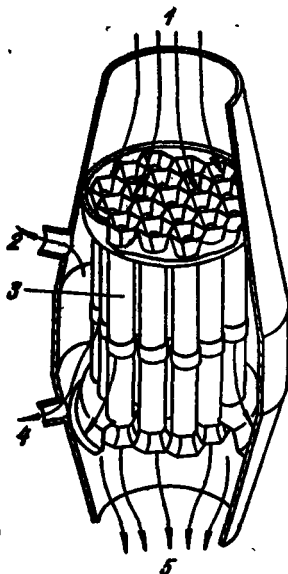


Рис. 6.17. Высокоскоростной многомодульный сепаратор:

1 — вход влажного пара после ЦВД; 2 — дренаж пара; 3 — элемент сепаратора (рис. 6.16); 4 — отвод влаги; 5 — выход основного парового потока

Высокоскоростные центробежные сепараторы (ВЦС) — аппараты вихревого типа с неподвижными закручивающей и раскручивающей решетками на входе и выходе (рис. 6.16). Сепаратор имеет: входной конфузор 1; направляющий (закруточный) аппарат 2; центральное тело 3; сепарационную камеру 4; спрямляющий аппарат 5; трубопровод осушенного пара 6.

Диаметр модульного элемента порядка 0,2 м. Длина сепарационного канала ~0,3 м. В ресиверах ВЦС выполняются в форме многомодульной конструкции (рис. 6.17). Для трубопроводов отбора пара на регенерацию МЭИ разработаны одномодульные сепараторы.

ВЦС позволяют в широком диапазоне изменения давления, скорости влагосодержания и дисперсности потока обеспечить коэффициент сепарации 0,94 при относительных гидравлических потерях $\Delta P/P = 0,7 \%$.

Широкого внедрения ВЦС как на линиях основного потока теплоносителя, так и на линиях отбора греющего пара на промежуточный перегрев и регенерацию влажнопаровых турбин можно ожидать в ближайшее время.

и при номинальной нагрузке в ядре потока влагосодержание не превышает 1 %.

Неравномерное распределение влаги по сечению ресивера однозначно сказывается на сохранении неравномерности во входных камерах, входных коллекторах и на входе в жалюзийные пакеты. Следовательно, нерасчетный режим работы отдельных сепарационных блоков с перегрузкой по воде неизбежен.

Решить вопрос о равномерном распределении влаги на жалюзийных пластинах за счет специального профилирования входной камеры и входного коллектора не удастся.

Эти обстоятельства обусловили проведение комплекса исследований по применению высокоскоростных центробежных сепараторов. Сепараторы этого типа наиболее полно отвечают требованиям работы в условиях значительного расслоения потока.

Контрольные вопросы

1. Требования, предъявляемые к конструкции СПП.
2. Схемы включения потоков воды и пара в СПП.
3. Классификация СПП. Вертикальные и горизонтальные; с верхним и нижним подводом сепарируемого пара.
4. Конструктивные особенности горизонтальных СПП.
5. Структура вертикального СПП. Основные элементы, их технологическое назначение.
6. Сепарационный отсек вертикального СПП. Его основные элементы, их технологическое назначение.
7. Особенности конструктивного решения входных коллекторов СПП с кольцевым расположением жалюзийных пакетов.
8. Конструктивное решение радиального расположения сепарационных блоков.
9. Входные коллекторы сепарационных отсеков с радиальным расположением пакетов жалюзийных пластин.
10. Конструктивные особенности жалюзийного пакета.
11. Конструктивное решение пароперегревательного отсека СПП.
12. Конструктивное решение пароподводящих и пароводящих патрубков сепарируемого пара и греющего пара первой и второй ступеней пароперегревательного отсека.
13. Методика расчета сепарационного отсека СПП, его конструктивная проработка.
14. Методика расчета гидравлических потерь в сепарационном отсеке СПП.
15. Особенности теплового расчета пароперегревательного отсека СПП.
16. Методика расчета безнапорного течения жидкости в трубопроводах.
17. Методика расчета уравнильных линий на стороне входных коллекторов греющего пара.
18. Пути совершенствования СПП с жалюзийными сепараторами.
19. Высокоскоростные центробежные сепараторы как перспективные аппараты осушки пара.

Раздел второй

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И УСТАНОВКИ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА

На тепловых и атомных электростанциях значительную роль в ряде технологических процессов играют массообменные аппараты, применяемые для деаэрации питательной воды, охлаждения технической воды в системах оборотного водоснабжения, подогрева и деаэрирования основного конденсата в системах регенерации турбоустановок большой мощности.

Сочетание процессов тепло- и массообмена наиболее эффективно в аппаратах смешивающего типа, где прямой контакт двух теплоносителей существенно интенсифицирует процессы переноса тепла и массы вещества.

Применение смешения потоков теплоносителей различных энергетических уровней позволяет в значительно меньшем объеме осуществлять перенос тепла от одного теплоносителя к другому. В этом случае потоки греющего и нагреваемого теплоносителей должны быть одной физической природы, но могут быть различных фазовых состояний.

Смешение потоков основного конденсата и чистого пара эффективно решает задачу термического деаэрирования жидкой фазы. Поэтому применение смешивающих подогревателей открывает возможности выполнения бездеаэраторных схем регенеративного подогрева питательной воды энергетических установок.

Смешивающие теплообменные аппараты системы охлаждения технической воды — это перспективные аппараты современных электростанций с минимальным экологическим возмущением.

Глава 7. ДЕАЭРАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ТЕРМИЧЕСКОГО ДЕАЭРИРОВАНИЯ

Деаэрация жидкости — удаление (десорбция) из жидкости растворенных в ней газов — используется в энергетике для удаления из питательной, подпиточной основного контура и сетевой воды растворенных в ней коррозионно-активных газов (кислорода O_2 и углекислого газа CO_2). Это один из основных методов борьбы с коррозией в трубах пароводяного тракта и технологическом оборудовании электростанций.

Норма содержания кислорода и углекислого газа в воде зависит от параметров установки — давления и температуры. При повы-

шении давления и температуры коррозионная активность O_2 и CO_2 возрастает, поэтому норма допустимой остаточной концентрации газов в воде при повышении параметров блочного оборудования ужесточается.

7.1. ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ДЕАЭРИРОВАНИЯ ВОДЫ

Известно несколько способов деаэрации воды: химическая деаэрация; десорбционное обескислороживание; термическая деаэрация. В промышленных и прежде всего в энергетических установках наиболее распространен способ термической деаэрации воды.

Химические методы характеризуются избирательностью связи с удаляемыми газами и практически применимы только для удаления кислорода. Для химической деаэрации, например, применяется гидразин — дорогостоящий, дефицитный и токсичный кислородопоглотитель. Поэтому на электростанциях он используется как дополнение к термической деаэрации для удаления микроколичеств остаточного кислорода.

Применение кислородопоглотителей связано, как правило, с загрязнением воды продуктами взаимодействия этих поглотителей с кислородом. Поэтому другие методы химической деаэрации кроме дозирования гидразингидрата не применяются.

Термический метод деаэрации позволяет удалить из воды любые растворенные газы, не внося в воду никаких дополнительных примесей. При этом в термическом деаэраторе происходит подогрев рабочего тела. Таким образом, деаэратор одновременно один из элементов теплообменного оборудования.

Одновременно деаэрации подвергается вода с концентрацией растворенных в ней газов, не превышающей 15—30 мг/кг. Растворы с такой концентрацией газов можно считать бесконечно разбавленными. При этом переход одного из компонентов из каждой фазы в паровую (газовую) не зависит от наличия в растворе других компонентов и определяется лишь содержанием данного компонента.

При анализе двухфазных систем с двумя компонентами могут быть выбраны следующие параметры: x — содержание низкокипящего компонента в жидкости; P — парциальное давление; x, t — содержание низкокипящего компонента и температура; y, x — содержание низкокипящего компонента в паре и жидкости.

Соответственно равновесное соотношение представляется графиками: $x-p$; $x-t$; $y-x$.

При малой концентрации распределяемого компонента связь между параметрами p и x определяется законом Генри для идеальных растворов

$$y_p = \frac{\psi}{P} x_A, \quad (7.1)$$

где ψ — коэффициент Генри; P_Σ — полное давление в системе; x_A — содержание распределяемого компонента A в жидкой фазе;

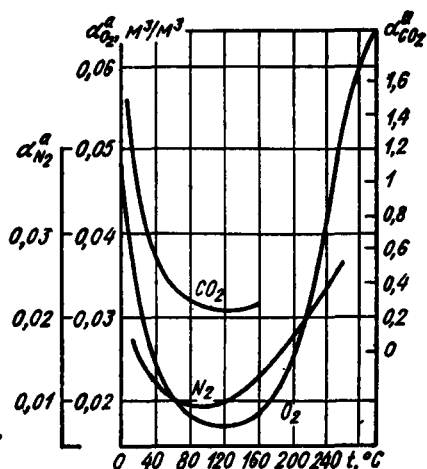


Рис. 7.1. Зависимость коэффициента абсорбции кислорода, азота и двуокиси углерода водой от ее температуры

y_p — равновесное содержание того же компонента в паровой (газовой) фазе.

При небольших давлениях (до 1 мПа) коэффициент Генри не зависит от общего давления в системе и количественного состава фаз, а определяется только температурой раствора.

Равновесное состояние хорошо растворимых газов описывается законом Генри только при низких концентрациях. Зная коэффициент абсорбции α^a (рис. 7.1), на основании этого закона определяем равновесную концентрацию газа в жидкости

$$c = \alpha^a \frac{\rho_r P_r}{\rho_{ж} P_0} 10^6, \quad (7.2)$$

где c — концентрация растворенного газа в жидкости, мг/кг; α^a — коэффициент абсорбции при температуре жидкости; ρ_r — плотность газа при нормальных условиях, кг/м³; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, кг/м³; P_r — парциальное давление газа над поверхностью жидкости, кПа; P_0 — нормальное давление смеси, кПа.

Из уравнения (7.2) видно, что при снижении парциального давления газа над раствором до нуля ($P_r \rightarrow 0$) равновесная концентрация в жидкости также снижается до нуля.

Поскольку парциальное давление паров жидкости над поверхностью раствора при температуре насыщения достигает давления в системе, а парциальное давление растворенных газов над поверхностью раствора равно нулю, то и равновесная концентрация газа на границе раздела фаз в жидкости также оказывается равной нулю. При этом разность концентраций компонента в жидкости и на границе раздела фаз оказывается максимальной, что обеспечивает максимальную движущую силу диффузии газа из жидкой фазы в газообразную (паровую). На этом свойстве нагретых растворов основан и принцип термической деаэрации.

При подогреве жидкости до температуры насыщения парциальное давление растворенного в жидкости газа над поверхностью раствора снижается до нуля. Согласно закону Генри, также снижается и равновесная концентрация на границе раздела фаз. Выделение газа из жидкой среды в паровую происходит вследствие разности фактической и равновесной концентраций компонента.

Пример 1. Определить равновесное содержание растворенного в воде кислорода при давлении $P_{\Sigma} = 100$ кПа и температуре 20 °С.

Парциальное давление водяного пара при температуре насыщения 20 °С по таблицам водяного пара

$$P_{п} = 2,337 \text{ кПа.}$$

Тогда парциальное давление воздуха определяется как

$$P_a = P_{\Sigma} - P_{\Pi} = 100 - 2,237 = 97,663 \text{ кПа.}$$

Парциальное давление кислорода

$$P_{O_2} = 0,21 P_a = 20,509 \text{ кПа.}$$

Плотность кислорода при нормальных условиях $\rho_{O_2} = 1,429 \text{ кг/м}^3$. Плотность воды при $t = 20^\circ \text{C}$ — $\rho_v = 999,3 \text{ кг/м}^3$. Равновесное содержание растворенного в воде кислорода согласно (7.2) определим как

$$C_{O_2} = \alpha_{O_2}^a \frac{P_{O_2} \rho_{O_2}}{P_a \rho_v} \cdot 10^6 = 0,031 \frac{1,429 \cdot 20,509}{999,3 \cdot 101,33} \cdot 10^6 = 8,97 \text{ мг/кг,}$$

где $\alpha_{O_2}^a$ определяется по рис. 7.1.

Пример 2. Определить равновесное содержание растворенного в воде кислорода при давлении $P_{\Sigma} = 490,33 \text{ кПа}$ и температуре 120°C .

Парциальное давление водяного пара при температуре насыщения 120°C по таблицам водяного пара

$$P_{\Pi} = 198,54 \text{ кПа.}$$

Тогда парциальное давление воздуха определится как

$$P_a = P_{\Sigma} - P_{\Pi} = 490,33 - 198,54 = 291,79 \text{ кПа.}$$

Парциальное давление кислорода

$$P_{O_2} = 0,21 \cdot P_a = 61,267 \text{ кПа.}$$

Плотность кислорода при нормальных условиях $\rho_{O_2} = 1,429 \text{ кг/м}^3$. Плотность воды при $t = 120^\circ \text{C}$ $\rho_v = 942,86 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент абсорбции кислорода при $t = 120^\circ \text{C}$ по рис. 7.1 равен 0,0172. Тогда, согласно (7.2), концентрация растворенного в воде кислорода

$$C_{O_2} = 0,0172 \frac{1,429 \cdot 61,267}{942,86 \cdot 101,33} = 15,76 \text{ мг/кг.}$$

7.2. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ТЕРМИЧЕСКИХ ДЕАЭРАТОРОВ

Термическая деаэрация возможна при любом давлении. В зависимости от рабочего давления, при котором происходит выделение газов из воды, термические деаэратеры подразделяются на следующие группы: вакуумные (ДВ), в которых процесс десорбции проходит при абсолютном давлении 0,0075 — 0,05 мПа; атмосферные (ДА), работающие при давлении 0,12 мПа; повышенного давления (ДП), работающие при давлении 0,6 — 0,8 мПа; деаэратеры перегретой воды.

Деаэратеры классифицируются по признаку образования межфазной поверхности (с фиксированной поверхностью контакта фаз и с поверхностью, образующейся в процессе взаимодействия потоков пара и воды), по способу распределения воды в паре (плёночные, струйные, капельные) и пара в воде (барботажные).

Если применяется один из способов распределения, аппарат считается одноступенчатым, а при комбинации нескольких способов — двух- и трехступенчатым.

Вакуумные деаэратеры при недостаточной плотности системы сами могут быть источником получения новых порций воздуха.

В эксплуатации эти аппараты сложнее атмосферных, так как требуют применения эжекторов для отсоса пара. Они используются, как правило, для деаэрации подпиточной воды тепловых сетей. Температура горячей воды, за счет частичного парообразования которой можно получить пар, необходимый для деаэрации, может быть лишь незначительно выше 100°C или даже ниже.

Деаэраторы атмосферного и повышенного давления конструктивно практически не отличаются друг от друга. Выбор давления $0,1\text{—}0,12$ МПа или $0,6\text{—}0,8$ МПа зависит от параметров тепловой схемы установки и метода подготовки добавочной воды. Эффективность процесса деаэрации при увеличении давления в деаэраторе повышается. При этом уменьшается коэффициент абсорбции и возрастает движущая сила десорбции, повышается интенсивность диффузии газов.

В результате разложения бикарбонатов и гидролиза образующихся при этом карбонатов в деаэраторе выделяется свободная углекислота, которая удаляется с паром.

Однако при повышении давления в деаэраторе ухудшаются условия работы насосов, установленных после деаэратора, так как насосы должны работать на более горячей воде. Увеличивается расход электроэнергии на насос в связи с ростом удельных объемов. Для работы на высоком давлении необходимо увеличить толщину стенок деаэрационной колонки и бака аккумулятора. Стоимость аппарата также возрастает. Поэтому выбор параметров греющего пара для деаэратора является одной из задач расчета тепловой схемы турбоустановки.

Все перечисленные типы деаэраторов устойчиво работают при постоянном давлении, регулируемом автоматически.

Поскольку процесс термической деаэрации совмещен в одном аппарате с подогревом воды, то в ряде случаев давление, при котором идет деаэрация, существенно влияет на экономичность тепловой схемы турбоустановки. При деаэрации подпиточной воды тепловых сетей это влияние особенно велико. Экономически целесообразно поддерживать давление пара на возможно низком уровне. Вместе с тем современные конструкции деаэраторов подпиточной воды, питающиеся от того же источника пароснабжения, требуют поддержания постоянного давления (например, $0,12$ МПа). Это приводит к неэкономичному повышению давления в теплосети при некоторых режимах. Так как давление пара в теплофикационной системе (а следовательно, и в деаэраторе подпиточной воды) целесообразно изменять при различных режимах, а качество деаэрации можно обеспечить при любых давлениях, то возникает проблема деаэрации воды при переменном (скользящем) давлении пара.

Эффективность работы деаэратора зависит от ряда параметров, в том числе от температуры и расхода деаэрируемой воды, давления пара в деаэраторе, гидродинамических характеристик деаэратора. Следовательно, обеспечить оптимальную работу деаэратора поддержанием постоянным только давления невозможно. Для деаэраторов, работающих в режиме постоянного давления, содержание

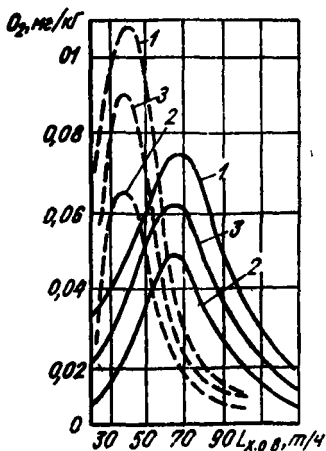


Рис. 7.2. Зависимость остаточной концентрации кислорода в деаэрируемой воде после одноступенчатого атмосферного деаэрирования в зависимости от гидравлической нагрузки при различных температурах исходной воды и различных способах отвода из бака-аккумулятора (температура исходной воды, °C — 0; — 10); 1 — на выходе из основного бака; 2 — на выходе из вспомогательного бака; 3 — средняя концентрация

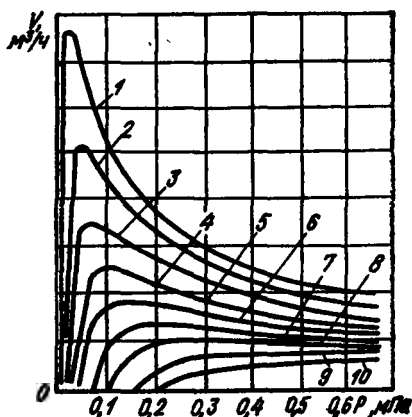


Рис. 7.3. Изменение удельного объемного расхода через деаэратор в функции от давления по параметру температуры в деаэраторе:

1 — $t = 40^\circ\text{C}$; 2 — 50°C ; 3 — 60°C ; 4 — 70°C ; 5 — 80°C ; 6 — 90°C ; 7 — 100°C ; 8 — 110°C ; 9 — 120°C ; 10 — 130°C .

кислорода в деаэрируемой воде изменяется в зависимости от нагрузки в 8—10 раз (рис. 7.2).

Применяются более совершенные способы регулирования процесса деаэрации при скользящих параметрах: поддержание оптимальной температуры деаэрируемой воды на входе в деаэратор

регулирующим предварительного подогрева; поддержание оптимальной скорости пара в деаэраторе путем перепуска части пара в верхнюю зону деаэратора; поддержание оптимального подогрева до температуры насыщения деаэрируемой воды на входе в деаэратор.

Вместе с тем деаэрация воды при переменном давлении пара сопряжена с рядом трудностей: возможностью вскипания воды на входе в насос при резком снижении давления в деаэраторе; нарушением процессов тепло- и массообмена в деаэраторе, обусловленным изменением объемного расхода, а следовательно, и скорости пара в деаэраторе при изменении рабочего давления.

На рис. 7.3 показано изменение объемного расхода пара через деаэратор при изменении давления до 0,6 МПа при температурах от 40 до 150 °C. Как видно, наиболее резко объемный расход изменяется при давлении около 100 кПа. В области температур воды 100—115 °C и давлении 200—600 кПа деаэраторы обладают достаточно хорошим саморегулированием. Это позволяет проектировать деаэратор с устойчивым гидродинамическим режимом в широком диапазоне изменения параметров воды и пара.

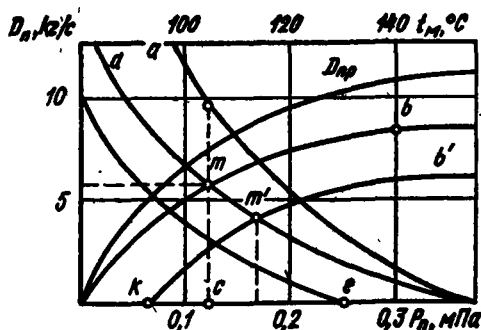


Рис. 7.4. Расходные характеристики деаэра-
тора

Для анализа эффективности работы деаэратора в различных режимах полезно построение статических диаграмм. Их использование эффективно при переводе деаэратора в режимах скользящих параметров пара.

Из условий баланса тепловых потоков определим количество пара на подогрев деаэрируемой воды до температуры насыщения при давлении в объеме деаэра-

$$G_{\text{п}} = G_{\text{д.в.}} \frac{(t_{\text{с}} - t_{\text{в}}) c_{\text{в}}}{r} + G_{\text{вып}}, \quad (7.3)$$

где $G_{\text{п}}$, $G_{\text{д.в.}}$, $G_{\text{вып}}$ — расходы греющего пара, деаэрируемой воды, выпара; $t_{\text{с}}$ — температура насыщения при давлении в объеме деаэратора; $t_{\text{в}}$ — температура воды на входе в деаэратор; r — теплота парообразования греющего пара.

Поскольку количество выпара задается в долях от расхода деаэрируемой воды (обычно не более 0,002), то уравнение (7.3) переписывается в виде

$$G_{\text{п}} = \left[\frac{(t_{\text{с}} - t_{\text{в}}) c_{\text{в}}}{r} + 0,002 \right] G_{\text{д.в.}} \quad (7.4)$$

С другой стороны, количество пара, поступающее в объем деаэратора, зависит от разности давлений в деаэраторе и источнике

$$G_{\text{п}} = \mu F \sqrt{2g\rho(P_{\text{п}} - P_{\text{д}})}, \quad (7.5)$$

где F — площадь проходящего сечения подводящего паропровода; μ — коэффициент расхода; $P_{\text{д}}$ — давление в трубопроводе и в объеме деаэратора.

Из (7.4) и (7.5) определим необходимое изменение давления в источнике при изменении расхода деаэрируемой воды в условиях постоянства давления в объеме деаэратора.

При использовании источника постоянного давления и увеличении давления в объеме деаэратора количество пара для подогрева воды до температуры насыщения возрастает, так как повышается температура насыщения в объеме аппарата. Одновременно уменьшается возможность поступления пара от источника.

Для любого деаэратора можно построить семейство характеристик потребного и возможного расходов пара при $P_{\text{п}} = \text{const}$; $G_{\text{д.в.}} = \text{const}$; $t_{\text{в}} = \text{const}$ (рис. 7.4). Рабочее давление определяется по точке m пересечения кривых.

При изменении температуры деаэрируемой воды смещаются кривые «в» и соответственно меняется равновесное давление в объеме

деаэратора. Для поддержания постоянного давления необходимо смещать кривую «а», т. е. изменять сопротивления между источником и деаэратором.

7.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕРМИЧЕСКИХ ДЕАЭРАТОРОВ

Двухступенчатые деаэрационные колонки струйно-барботажного типа, а также колонки насадочного типа с упорядоченной и неупорядоченной насадкой наиболее распространены в энергетике.

При проектировании деаэраторов необходимо выполнить требования: обеспечить деаэрацию всех потоков воды, поступающих в аппарат, в которых могут содержаться растворимые газы; применить двухступенчатую схему, причем в качестве второй наиболее целесообразна барботажная; внутри каждой ступени должны отсутствовать циркуляционные токи, приводящие к проскоку необработанных масс воды; аппарат должен вентилироваться необходимым количеством пара, также обеспечить вентиляцию бака-аккумулятора; на всем пути между водой и паром обеспечиваются противоток и максимальная разность концентрации компонентов в воде и паре; к каждой ступени должно подводиться необходимое количество пара; способы взаимодействия воды и пара должны обеспечивать многократную обработку воды паром и максимальное развитие поверхности взаимодействия; обеспечить условия для удаления газовых пузырьков, возникающих при нагревании или резком изменении давления; исключить повторную аэрацию воды.

Перечисленные требования должны выполняться при разработке всех типов деаэрационных колонок. Рассмотрим в какой мере эти требования выполняются в различных типах деаэрационных аппаратов.

7.3.1. Деаэрационные колонки с неупорядоченной насадкой

Неупорядоченная насадка выполняется в форме тел той или иной геометрии, насыпаемых в несущий элемент аппарата произвольно, что и определяет наличие в ее названии термина неупорядоченная. Неупорядоченная насадка, обтекаемая жидкостью, обеспечивает максимальное развитие поверхности межфазного взаимодействия и, как следствие, более высокий объемный коэффициент массоотдачи, следовательно, меньшее остаточное содержание газов в воде.

На рис. 7.5 показана схема колонки повышенного давления с неупорядоченной насадкой. Колонка состоит из несущих силовых элементов корпуса 14 и крышки корпуса 2. Камера смещения и водораспределительное устройство смонтированы в крышке корпуса.

Камера смещения образована крышкой корпуса и кольцевой перегородкой 6, через прямоугольные отверстия которой вода поступает в водораспределительное устройство. Водораспределительное устройство включает верхний и нижний листы, в которые вва-

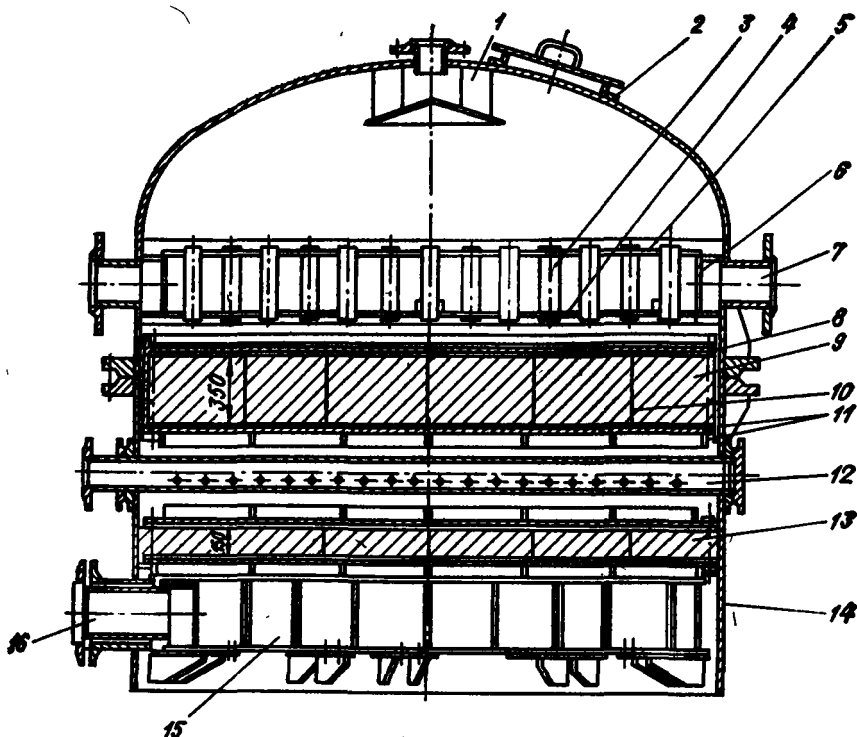


Рис. 7.5. Схема колонки с неупорядоченной насадкой:

1 — сепарационное устройство выпара; **2** — крышка; **3** — перепускные патрубки выпара; **4** — нижний дырчатый лист водораспределительной камеры; **5** — верхний лист водораспределительной камеры; **6** — кольцевая перегородка смесительной камеры; **7** — патрубки подвода основного конденсата и химически очищенной воды; **8** — ограничивающая сетка верхнего отсека; **9** — неорганизованная насадка; **10** — секционирующий каркас; **11** — несущая сетка; **12** — коллектор кипящих потоков; **13** — нижний отсек насадочной ступени; **14** — корпус колонки; **15** — распределительное устройство греющего пара; **16** — патрубок подвода греющего пара

рены перепускные патрубки выпара **3**. Нижний лист **4** имеет отверстия для пропуска воды на верхний насадочный отсек. Основной конденсат и химочищенная вода через патрубки **7** поступают в камеру смешения. Таким образом, водораспределительная система обеспечивает равномерную раздачу воды на насадку и пропуск пара для вентиляции парового пространства колонки.

Верхний слой насадки **9** насыпается на несущую сетку **11** в ячейки секционирующего каркаса **10**, исключаяющего неравномерное распределение насадки по сечению отсека. Ограничивающая сетка **8** предупреждает возможность уноса элементов насадки в патрубки **3** для выпара.

В паровом пространстве между первым и вторым отсеком **13** неорганизованной насадки устанавливается коллектор кипящих потоков **12**, обеспечивающий разделение паровой и жидкой фазы кипящих потоков.

Нижнее размещение распределительного устройства греющего пара 15 обеспечивает противоточную схему движения потоков воды и пара (подъемное движение пара и опускное движение воды нисходящей). Распределитель пара 15 представляет собой кольцевой короб с равномерно расположенными щелевыми каналами. Подвод пара осуществляется через патрубок 16.

В целях уменьшения выноса капель жидкости выпаром при нерасчетных динамических режимах перед горловиной патрубка выпара устанавливается вихревое сепарационное устройство 1.

Для неупорядоченной насадки эффективными оказываются огнеупорные элементы с отверстиями. Допустимая плотность орошения такой насадки при подогреве воды на 40°C составляет $90\text{--}110\text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Ее удельная поверхность $190\text{--}195\text{ м}^2/\text{м}^3$.

Колонки с неупорядоченной насадкой до производительности $500\text{ т}/\text{ч}$ имеют заметное преимущество по высоте перед колонками струйного типа. При больших производительностях это преимущество исчезает вследствие необходимости организовать сопряжение с баком аккумулятором при допустимой плотности орошения $110\text{ т}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Аппараты с упорядоченной насадкой позволяют работать с более высокими плотностями орошения $200\text{--}300\text{ т}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ при больших подогревах деаэрируемой воды ($20\text{--}30^{\circ}\text{C}$). В аппаратах такого типа в качестве насадки используются:

плоскопараллельные листы с шагом 20 мм ;

вертикальные листы с изменением расположения листов в смежных пакетах на 90° ;

насадки из наклонных листов с шагом 20 мм ;

зигзагообразная насадка с шагом между листами $5\text{--}8\text{ мм}$. Насадка монтируется на каркасе.

7.3.2. Струйно-барботажные деаэрационные колонки повышенного давления

В струйных деаэраторах распределение жидкости в паровой фазе происходит путем разделения потока жидкости на струи системой перфорированных сит (тарелок). Перфорированные сита устанавливаются в деаэраторе последовательно несколькими ярусами, образуя между ситами отдельные отсеки.

Деаэрируемая вода, разделенная на струи, стекает каскадами вниз. Расположение сит выбирается так, чтобы обтекание падающих струй паром приближалось к поперечному.

На рис. 7.6 показана принципиальная схема деаэрационной колонки повышенного давления со струйной и барботажной ступенями.

Через горловину 1 в водосмесительную камеру 2 поступают потоки некипящей воды (холодный конденсат после ПНД и химически очищенная вода). Пройдя смесительную систему, вода поступает на верхний дырчатый лист 4, откуда струями сливается на дырчатую тарелку 5. Через отверстие дырчатой тарелки 5 вода

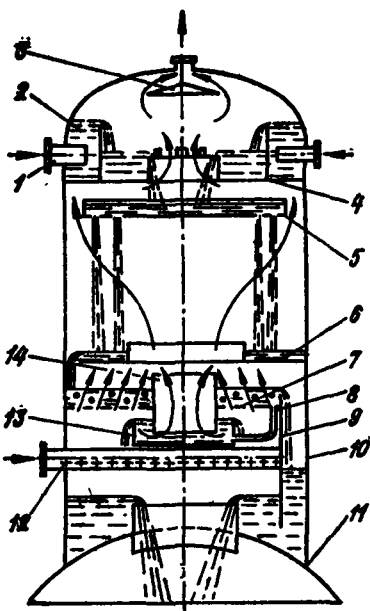


Рис. 7.6. Схема деаэрационной колонки ДП-1000:

1 — подвод основного конденсата и воды ХВО; 2 — водосмесительная камера; 3 — сепарационное устройство выпара; 4 — верхний дырчатый лист; 5 — перепускная тарель; 6 — непроливающая тарель; 7 — барботажная тарель; 8 — подпиточная труба; 9 — гидрозатвор; 10 — корпус колонки; 11 — бак-аккумулятор; 12 — пароподводящий коллектор; 13 — поддон гидрозатвора; 14 — перепускная горловина

попадает на непроливающую тарель 6, откуда через сегментные отверстия поступает на начальный участок барботажной тарелки 7. По непроливающей барботажной тарелке вода движется в слое и обрабатывается паром. Обработанная вода сливается через порог и поступает в зону между корпусом 10 и листом 9, образующим гидрозатвор и исключаящим пропуск греющего пара мимо барботажного устройства.

Пар подается через коллектор под барботажный лист. С увели-

чением расхода пара и повышением давления в паровой подушке под барботажным листом выше 1,3 кПа включается пароперепускная труба 14. Нижний конец ее погружен в воду на поддоне 13 и образует гидрозатвор. Заливка затвора обеспечивается через подпиточную трубу 8. Выпар удаляется из колонки через горловину 3.

Особенности конструктивного решения камеры смещения деаэраторов повышенного давления показаны на рис. 7.7. Камера смещения формируется цилиндрическими кольцами, раскрепленными на крышке и верхней тарели.

Типичным методом раскрепления конструктивных элементов внутри цилиндрической оболочки колонки является крепление

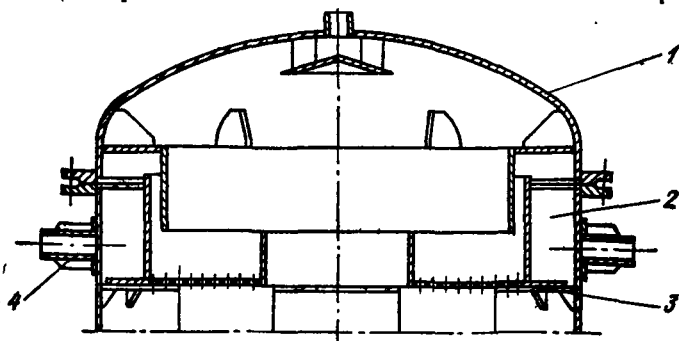


Рис. 7.7. Камера смещения деаэратора повышенного давления:

1 — крышка деаэрационной колонки; 2 — водосмесительная камера; 3 — дырчатый лист (тарель); 4 — подводящий патрубком

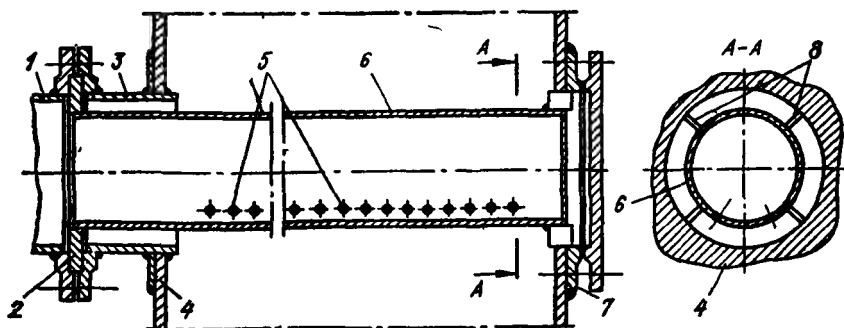


Рис. 7.8. Парораспределительный коллектор:

1 — подводящий паропровод; 2 — установочное кольцо; 3 — патрубок установки коллектора; 4 — корпус колонки; 5 — паропропускающие отверстия; 6 — коллектор пароподводящий; 7 — приварыш; 8 — установочные ребра

через кольцевые балконы на приварных ребрах или косынках жесткости.

Дырчатые листы в зависимости от их положения в колонке и соответственно требований к организации взаимодействия потока пара и жидкости различным образом связываются с корпусом деаэрационной колонки. Следует отметить, что используются как неразъемные (сварные) формы связи, так и разъемные (болтовые).

Жесткое соединение тарелей с корпусом необходимо как для однозначной фиксации положения тарелей в корпусе, так и транспортных целей.

Характерное конструктивное решение парораспределительного устройства показано на рис. 7.8. Основная особенность парораспределительной системы — сменность парового коллектора.

В большинстве конструкций перепускные гидравлические затворы выполнены в форме прямоугольных коробов, сваренных в дырчатый лист.

Водораспределительные камеры всех современных деаэрационных колонок струйного типа — камеры со свободным сливом. Задача камеры — обеспечить равномерное перемешивание всех потоков для исключения температурных перекосов.

Над водораспределительным устройством устанавливаются водоотбойные щитки, предотвращающие унос капель влаги с выпаром.

Штуцера всех некипящих потоков располагаются в одном уровне водораспределительного устройства.

Греющий пар при температуре ниже 250°C целесообразно вводить через паровое пространство бака-аккумулятора с целью увеличения вентиляции бака.

Пар с температурой выше 250°C необходимо вводить в колонку через штуцер с двойными стенками и перфорированный коллектор. Диаметр отверстий в паровом коллекторе 10—12 мм с шагом 20—25 мм.

Кипящие потоки подаются в колонку через коллектор кипящих потоков.

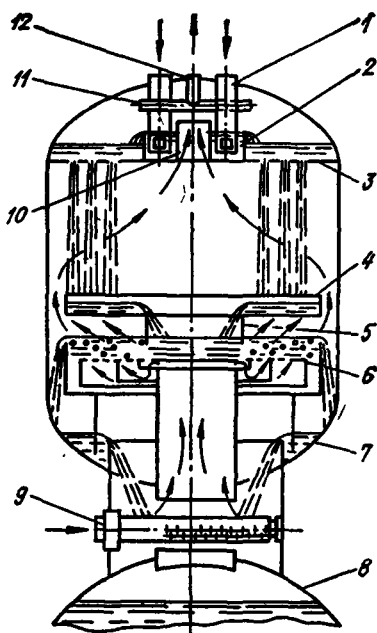


Рис. 7.9. Схема деаэратора повышенного давления ДП-2000:

1 — подав. основного конденсата и химически очищенной воды; 2 — смесительное устройство; 3 — дырчатый лист (тарель); 4 — неперфорированный лист; 5 — гидрозатвор; 6 — барботажный лист; 7 — гидрозатвор; 8 — бак-аккумулятор; 9 — коллектор греющего пара; 10 — горловина; 11 — охладитель пара; 12 — патрубок пара

листом установлена перепускная тарелка 4.

Основное существенное отличие колонки повышенной производительности заключается в конструкции барботажного устройства. Барботажный лист 6 разбит на три перфорированные зоны, ограниченные снизу разновысокими кольцевыми перегородками. При минимальной нагрузке работает внутренняя зона. С увеличением расхода пара увеличивается паровая подушка под барботажным листом и включаются вторая и третья зоны перфорирования листа. Дальнейший рост расхода пара ведет к тому, что его излишки перепускаются через кольцевой канал.

В барботажном отсеке пар движется к периферии от центра, в струйном — от периферии к центру.

7.3.3. Конструктивные особенности барботажной ступени

Незатопленные барботажные ступени деаэраторов энергетических установок представляют собой неперфорированный дырчатый лист, на котором жидкость удерживается вследствие подпора паровой подушкой.

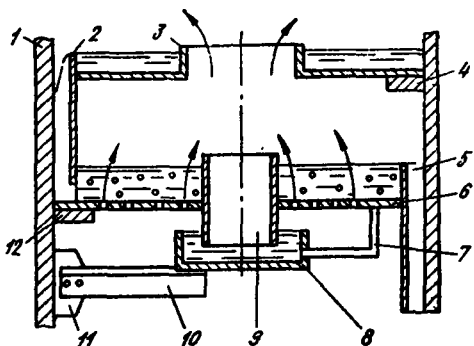
При двухступенчатой схеме деаэрирования кипящие потоки подаются в паровой объем бака-аккумулятора со стороны, противоположной размещению барботажной ступени (затопленной). Кипящий поток может вводиться с помощью суживающего сопла и перфорированного коллектора.

При проектировании диаметры штуцеров выбираются так, чтобы скорость пара при давлении $P = 0,12$ МПа была не более 40—70 м/с, а при давлении $P = 0,6 \div 10$ МПа — не более 30—40 м/с. Скорость воды в штуцерах не более 1,5—2,5 м/с.

При увеличении нагрузки деаэратора по воде до 2000 т/ч для энергоблоков мощностью 500—1200 МВт конструкция деаэрационной колонки претерпевает изменение (рис. 7.9). Прежде всего подвод основного конденсата осуществляется в крышку деаэрационной колонки сверху через штуцер 1. Водосмесительное устройство 2 и тарель 3 совмещены в одном конструктивном элементе. Паровой коллектор 9 введен в переходной патрубке, соединяющий колонну с баком. Над барботажным

Рис. 7.10. Конструктивное решение незатопленной барботажной ступени с гидрозатвором:

1 — корпус деаэрационной колонки; 2 — переливной канал с непроливной тарелой струйной ступени; 3 — непроливающая тарель; 4 — опорная конструкция; 5 — переливной канал барботажной тарели; 6 — барботажная тарель; 7 — перепускная линия к гидрозатвору; 8 — корпус гидрозатвора; 9 — пароперепускная горловина; 10 — опорный тавр корпуса гидрозатвора; 11 — косынка опорной конструкции; 12 — опорная конструкция барботажной тарели



Поэтому, независимо от схемы паровых потоков в колоне, барботажная тарель имеет буртик — один или несколько по внешней границе, или гидравлический затвор в центральной части, обеспечивающие сохранение паровой подушки в нормальных условиях эксплуатации.

На рис. 7.10 показана схема конструктивного решения барботажной ступени с гидрозатвором. При таком конструктивном решении барботажной ступени должно быть не менее двух отсеков в струйной ступени (рис. 7.6).

Отсюда следует, что конструктивное решение барботажной ступени определяется только после выполнения расчетно-конструктивной проработки струйной ступени.

На рис. 7.11 показана схема конструктивного решения барботажной ступени с ступенчатым регулированием паровой подушки в нерасчетных режимах и периферийным потоком пара на струйную ступень.

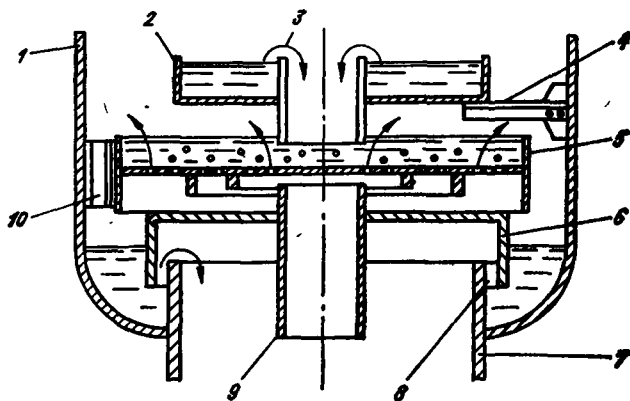


Рис. 7.11. Конструктивное решение незатопленной барботажной ступени с периферийной барботажной зоной:

1 — корпус деаэрационной колонки; 2 — непроливающая тарель струйной ступени; 3 — перепускная горловина непроливной тарели; 4 — опорная конструкция непроливной тарели; 5 — барботажная тарель; 6 — крышка гидрозатвора; 7 — переходная горловина деаэрационной колонки; 8 — опорная конструкция гидрозатвора; 9 — пароподводящая горловина; 10 — опорная конструкция барботажной тарели

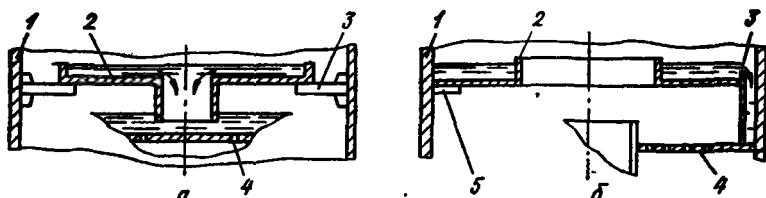


Рис. 7.12. Конструктивные решения перепускной тарели непроливного типа:
а — вариант I: 1 — корпус колодки; 2 — перепускная тарель; 3 — опорная конструкция перепускной тарели; 4 — барботажная тарель;
б — вариант II: 1 — корпус колодки; 2 — перепускная тарель; 3 — водосливной канал; 4 — барботажная тарель; 5 — опорная конструкция перепускной тарели

Такое конструктивное решение барботажной ступени и колонки сопряжено с увеличением нагрузки аппарата и необходимостью осуществления перехода от колонки к баку-аккумулятору (рис. 7.9).

При переходе от струйной ступени к барботажной нижняя тарель последнего отсека струйной ступени выполняется непроливной, чтобы не допустить попадания дождя на пенный слой барботажной ступени. В зависимости от конструкции струйной ступени непроливной лист имеет либо центральные, либо боковые опускные каналы (рис. 7.12).

7.3.4. Вакуумные струйно-барботажные деаэраторы

Предусматривается их использование для деаэрирования подпиточной воды тепловых сетей, а также для деаэрирования питательной воды котлов на ТЭЦ при замене деаэраторов атмосферного типа. На рис. 7.13 представлена принципиальная схема вакуумного деаэратора ЦКТИ — СЗЭМ.

В серийно выпускаемых комбинированных горизонтальных вакуумных струйно-барботажных деаэраторах большой производительности (400, 800, 1200 т/ч) установлены незатопленные барботажные устройства (рис. 12.10). Исходная вода через штуцер 1 поступает в распределительный коллектор 2 (сюда же подается поток химически очищенной воды от системы охлаждения паро-струйного эжектора) и далее

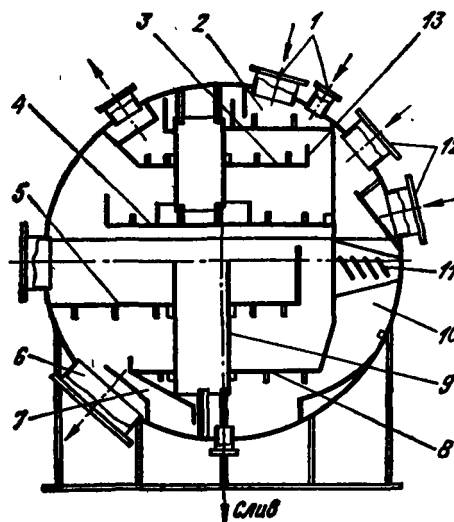


Рис. 7.13. Схема вакуумного струйно-барботажного деаэратора:

1 — патрубки подвода воды; 2 — камера смешения; 3 — дырчатый лист (тарель); 4 — второй (основная) тарель; 5 — непроливающая тарель; 6 — патрубок отвода деаэрированной воды; 7 — вытеснительный канал; 8 — барботажный лист; 9 — перепускная труба; 10 — паровой отсек; 11 — сепаратор; 12 — подвод греющей среды; 13 — переливной буртик

на первую тарелку 3. Перфорация первой тарелки рассчитана на пропуск 30 % воды при номинальной нагрузке деаэратора. Остальная вода через порог перегородки 13 сливается во вторую тарелку 4. При нагрузках, отличных от номинальной, происходит перераспределение расхода воды через отверстие и перелив, однако расход воды в отверстиях не может превысить 30 % расхода номинальной нагрузки. Прошедшая сквозь отверстия первой тарелки вода сливается струями и на вторую тарелку. Такая конструкция первой тарелки обусловлена выполняемой ею функцией встроенного охладителя выпара. Она должна обеспечивать конденсацию необходимого расхода выпара в расчетном диапазоне изменения гидравлической нагрузки деаэратора. Зона перфорации основной второй тарелки секционирована перегородкой таким образом, что при минимальной нагрузке работает только часть отверстий тарелки. При увеличении нагрузки в работу включаются все отверстия. Таким образом, исключается возможность нарушения схемы течения по пару и воде. Со второй тарелки 4 вода стекает струями на третью тарелку 5, которая служит в основном для организации подачи воды на начало барботажного листа 8. Перфорированная часть тарелки 5 невелика и максимально приближена к ее борту. Обработанная на негравальном барботажном листе вода отводится из деаэратора по трубе 6.

В деаэраторе выделен отсек 10, куда по трубе 12 подается греющая среда — перегретая деаэрированная вода или пар. В отсеке вода вскипает, и выделившийся пар поступает под барботажный лист, а оставшаяся вода по каналу 7 вытесняется на уровень барботажного листа и отводится, смешиваясь с деаэрированной водой. Пар, проходя сквозь отверстия барботажного листа 8 и слой воды на нем, догревается и интенсивно обрабатывает воду. При этом под листом 8 образуется соответствующая паровая подушка, которая с увеличением расхода пара возрастает, и избыточный пар перепускается трубой 9 в струйный отсек между второй и третьей тарелками. Сюда же направляется пар, прошедший сквозь отверстия барботажного листа, пересекая при этом струйный поток, сливающийся с третьей тарелки. В этом отсеке осуществляются основной подогрев воды и конденсация пара. В отсеке между первой и второй тарелками происходит конденсация оставшегося пара. Охлажденные неконденсирующиеся газы отсасываются эжектором по трубе. Патрубок 11 служит для подачи в деаэратор пара в качестве дополнительного теплоносителя в схемах приготовления добавочной воды котлов. По трубе 12 в этом случае подается конденсат с производства.

7.4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕРМИЧЕСКОГО ДЕАЭРАТОРА

Характерная особенность термического деаэрирования — поддержание температуры воды на выходе из деаэрационной установки на уровне температуры насыщения при давлении в деаэраторе, так как при этом равновесная концентрация растворенных газов на границе раздела фаз оказывается равной нулю. Движущая сила перено-

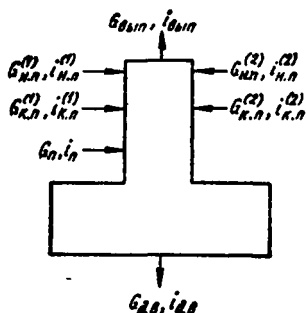


Рис. 7.14. Схема тепловых потоков деаэрационной установки

са, равная разности равновесной и рабочей концентраций, достигает своего максимального значения, т. е. равняется рабочей концентрации растворенного в жидкой фазе газа.

Подогрев воды до температуры насыщения осуществляется в процессе прямого взаимодействия парового и жидкостного потоков, следовательно, термический деаэратор одновременно выполняет функцию смешивающего подогревателя.

Обратная вода от промышленных теплопотребителей возвращается на заводскую ТЭЦ или котельную с различными уровнями температур и давлений. Как

правило, эти уровни близки к атмосферному давлению или ниже его, поэтому потоки воды подлежат деаэрированию. В объем деаэратора могут сбрасываться потоки с температурой выше температуры насыщения в деаэраторе — кипящие потоки и с температурой ниже — некипящие. Следует помнить, что выделившиеся в паровую фазу газы удаляются из объема деаэратора с излишком пара (выпаром).

Установив входящие и уходящие потоки (рис. 7.14) теплоносителей деаэратора и задав, согласно требованиям котельной, энтальпию питательной воды на выходе из деаэратора $i_{д.в.}$, определим количество пара, подводимого к деаэратору, из уравнения баланса

$$G_{п.}i_{п.} + \sum_{k=1}^{m_1} G_{к.п.}^k i_{к.п.}^k + \sum_{k=1}^{m_2} G_{к.п.}^k i_{к.п.}^k = G_{д.в.} i_{д.в.} + G_{вып.} i_{вып.}, \quad (7.6)$$

где $G_{п.}$, $G_{к.п.}^k$, $G_{н.п.}^k$, $G_{д.в.}$, $G_{вып.}$ — расход греющего пара k -го кипящего потока, деаэрированной воды, выпара; $i_{п.}$, $i_{к.п.}^k$, $i_{н.п.}^k$, $i_{д.в.}$, $i_{вып.}$ — энтальпия греющего пара k -го кипящего потока, некипящего потока, деаэрированной воды, выпара соответственно.

Уравнение (7.6) записано при допущении отсутствия потерь тепла деаэратором в окружающую среду и отборов пара из деаэратора. На основании данных о кипящих потоках воды, сбрасываемой в деаэратор, определим среднюю энтальпию пара

$$i_{ср} = \frac{G_{п.}i_{п.} + \sum_{k=1}^{m_1} G_{к.п.}^k \left(\frac{i_{к.п.}^k - i_{д.в.}}{r_d} \right) i_s}{G_{п.} + \sum_{k=1}^{m_1} G_{к.п.}^k \left(\frac{i_{к.п.}^k - i_{д.в.}}{r_d} \right)}, \quad (7.7)$$

где r_d — скрытое тепло парообразования при давлении в деаэраторе; i_s — энтальпия сухого насыщенного пара при давлении в деаэраторе.

Тепло парообразования и тепло перегрева паровых потоков идут на подогрев некипящих потоков до энтальпии питательной воды на выходе из деаэраторов. Количество сконденсировавшегося в объе-

ме деаэратора пара при заданной энтальпии $i_{д.в}$ получим из соотношения

$$G'_n = \frac{\sum_{k=1}^{m_2} G_{н.п}^k (i_{д.в} - i_{н.п}^k)}{i_{ср} - i_{д.в}}. \quad (7.8)$$

Тогда расход деаэрированной воды на всосе насоса

$$G_{д.в} = \sum_{k=1}^{m_2} G_{н.п}^k + G'_n + \sum_{k=1}^{m_1} \left[G_{к.п}^k - G_{к.п}^k \left(\frac{i_{к.п}^k - i_{д.в}}{r_d} \right) \right]. \quad (7.9)$$

Определив количество пара, необходимое для подогрева воды в объеме деаэратора, и выбрав тип десорбционного устройства, выполним расчет деаэрационной колонки.

Для струйной деаэрационной колонки рассчитывают число тарелок (отсеков), необходимых для получения допустимой (заданной) концентрации газа в воде. Тепловой расчет ведется последовательно для каждого отсека и включает определение температуры воды и расход пара в каждом из отсеков, начиная с верхнего. Расчету предшествует выбор геометрических характеристик отсека (длина струй, начальный диаметр и шаг струй).

Длина струй L принимается равной расстоянию между нижней плоскостью тарелки, расположенной выше, и видимым (динамическим) уровнем воды $h_{дин}$ на тарелке, лежащей ниже того же отсека. Высота отсека

$$H = L + h_{дин}. \quad (7.10)$$

Динамический уровень воды на тарелке найдем по динамическому напору

$$h_{дин} = h_{г.с} + \frac{\Delta P}{\rho} \quad (7.11)$$

(величины $h_{г.с}$, ΔP определяются в процессе гидродинамического расчета отсека).

Для деаэрационных колонок малой производительности рекомендуемая длина струй L не должна превышать 0,35—0,5 м. Оптимальная длина струй корректируется предельно допустимой скоростью пара в целях ограничения уноса капельной влаги паровым потоком.

Диаметр d_0 на тарелках выбирают с учетом условий развития поверхности струй и оптимальной эксплуатации обычно $d_0 = 5$

8 мм. Шаг отверстий на тарелке принимают равным 18—20 мм при расположении их в вершинах равностороннего треугольника.

В струйных колонках для расчета подогрева воды в отсеке используются эмпирические уравнения, связывающие выходную температуру воды с параметрами деаэратора, геометрией отсека и скоростями потоков воды и пара.

При поперечном обтекании струй воды паром

$$t_{вых} = t_s - \frac{t_s - t_{нх}}{10 \frac{L}{d_0^{0.7} W_0^{-0.3} W_{нх}^{0.3}}}. \quad (7.12)$$

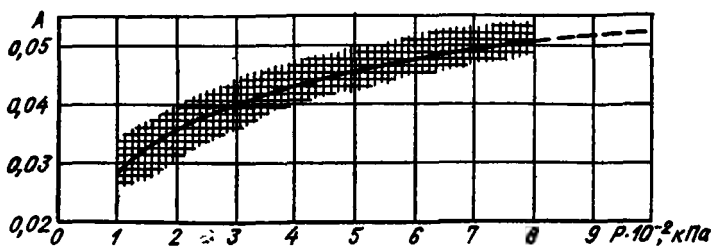


Рис. 7.15. Зависимость коэффициента A в уравнении (7.21) от давления в деаэраторе

В случае продольного обтекания

$$t_{\text{вых}} = t_s - \frac{t_s - t_{\text{вх}}}{10^{0,0586 \left(\frac{L}{d_0} \right)^{0,5} W_0^{-0,3}}} \quad (7.13)$$

В отсеках вакуумных деаэраторов

$$t_{\text{вых}} = t_s - \frac{t_s - t_{\text{вх}}}{10^{A_1 L \sqrt[3]{\frac{1}{d_0} \left(\frac{W_n}{W_0} \right)^4}}} \quad (7.14)$$

Здесь A , A_1 — коэффициенты, зависящие от давления и определяемые по рис. 7.15 и 7.16; t_s — температура насыщения при давлении в деаэраторе; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ — температура воды на входе в отсек и выходе из него; L , d_0 — длина и диаметр струй в отсеке; W_0 , W_n — средняя скорость воды и пара.

Уравнения (7.12) — (7.14) содержат неизвестные величины W_0 , W_n и искомую неизвестную температуру воды на выходе из отсека (на нижней тарелке) $t_{\text{вых}}$. Поэтому для расчета необходимо в первом приближении задать величины W_n , W_0 . Обычно для верхнего отсека ориентировочно принимают $W_n = 0,5$ — 1 м/с. Для задания скорости воды в струях предполагается, что при номинальной гидравлической нагрузке гидростатический столб жидкости на тарелке $h_{г.с} = 0,06$ — $0,08$ м. Тогда скорость воды на выходе из тарелки

$$W_0 = a_1 \mu_0 \sqrt{2gh_{г.с.}} \quad (7.15)$$

где μ_0 — коэффициент расхода; a_1 — коэффициент, учитывающий движение воды на тарелке.

При диаметре отверстий 5—8 мм и толщине днищ тарелок 4—6 мм коэффициент расхода $\mu_0 = 0,75$. Для практических расчетов коэффициент a_1 примем равным 0,9.

Определив с учетом изложенного значение W_0 по уравнению (7.15) для принятой схемы обтекания струй воды паровым потоком, с помощью одной из формул (7.12) — (7.14) вычислим температуру воды на выходе из отсека (на нижней тарелке). Количество пара, сконденсировавшегося на струях данного отсека, получим из соот-

$$G'_n = \frac{\sum_{k=1}^{m_2} G_{n,п} (t_{\text{вых}} - t_{n,п}^*)}{(t_n - t_{\text{вых}})}, \quad (7.16)$$

где $t_{\text{вых}}$ — энтальпия воды при температуре $t_{\text{вых}}$.

Для уточнения принятой в первом приближении средней скорости пара в пучке найдем скорости пара на входе в пучок и на выходе из него:

$$W_n^{\text{вх}} = \frac{G'_n + G_{\text{вып}}}{\rho_n L (\pi D_1^2 - n_1 d_0^2)}; \quad (7.17)$$

$$W_n^{\text{вых}} = \frac{G_{\text{вып}}}{\rho_n L (\pi D_2^2 - n_2 d_0^2)}. \quad (7.18)$$

Здесь $G_{\text{вып}}$ — расход пара на выходе из струйного пучка, а для верхнего отсека выпар из деаэратора; D_1, D_2 — диаметры внешней и внутренней условных окружностей; n_1, n_2 — количество отверстий вынесенных на условные окружности D_1, D_2 .

Тепловой расчет струйной колонки проводится при выполнении схемы отсека (рис. 7.17), включая разметку отверстий на тарелке, что необходимо для определения средней скорости пара в пучке.

Подсчитаем среднюю скорость пара в отсеке:

при

$$\frac{W_n^{\text{вх}}}{W_n^{\text{вых}}} < 1,25 \quad W_n^{\text{ср}} = 0,5 (W_n^{\text{вх}} + W_n^{\text{вых}}); \quad (7.19)$$

при

$$\frac{W_n^{\text{вх}}}{W_n^{\text{вых}}} > 1,25 \quad W_n^{\text{ср}} = \frac{W_n^{\text{вх}} - W_n^{\text{вых}}}{2,3 \lg \frac{W_n^{\text{вх}}}{W_n^{\text{вых}}}}. \quad (7.20)$$

Полученная средняя скорость сопоставляется с принятой в начале расчета. Если расхождение превышает 0,1 м/с, расчет повторяется при новом исходном значении W_n . Расчетное значение средней

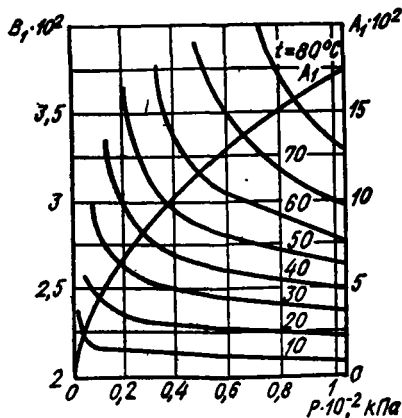
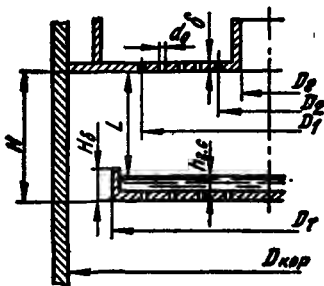


Рис. 7.16. Зависимость коэффициента A_1 и B_1 от абсолютного давления и температуры исходной воды

Рис. 7.17. Схема струйного отсека



скорости пара в отсеке не должно превышать предельно допустимое из условий предотвращения уноса капель, определяемое по графикам рис. 7.18.

Температура воды на выходе из первого отсека, полученная в результате последовательных приближений, является начальной для расчета ее подогрева во втором отсеке.

Расход воды через верхнюю тарелку рассчитываемого отсека определяется с учетом поступающих потоков воды и количества пара, сконденсировавшегося в предшествующем отсеке.

Давление пара во всех отсеках принимается постоянным и равным давлению в деаэраторе, а пар — сухим насыщенным.

Выделение кислорода в отсеке с поперечным омыванием струй паром под давлением, большим нормального, рассчитывается по эмпирическому соотношению

$$c_{\text{вых}} = \frac{c_{\text{вх}}}{10 \frac{L}{d_0^{0.7}} w_0^{-0.3} w_n^{0.3} \left(\frac{G_n}{G_v} \right)^{-0.5}} \quad (7.21)$$

Здесь $c_{\text{вх}}$, $c_{\text{вых}}$ — концентрация кислорода в начале и в конце струи; B — коэффициент, зависящий от давления в деаэраторе (определяется по рис. 7.16); G_n — количество пара, сконденсировавшегося в данном отсеке; G_v — расход воды через верхнюю тарелку отсека. Формула (7.21) применима для определения остаточной концентрации кислорода в воде для недонасыщенной воды.

Относительная насыщенность воды газом φ характеризуется отношением фактического содержания его к предельно возможному при тех же параметрах:

$$\varphi = \frac{c_\phi(P, t)}{c_n(P, t)}, \quad (7.22)$$

где $c_\phi(P, t)$ — фактическая концентрация газа в воде при давлении и температуре в точке отбора пробы; $c_n(P, t)$ — предельная кон-

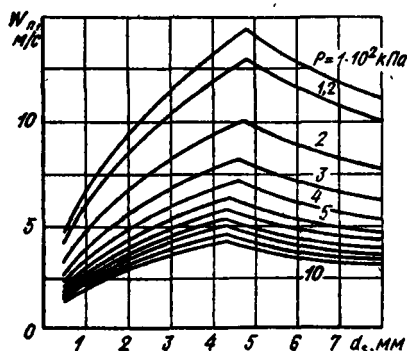


Рис. 7.18 Зависимость предельно допустимой скорости пара в струйном отсеке от начального диаметра струи при различных давлениях в деаэраторе

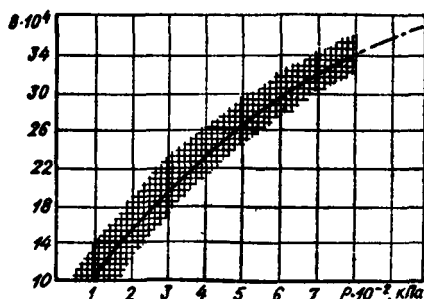


Рис. 7.19. Зависимость коэффициента B от давления в формуле десорбции кислорода

центрация газа, соответствующая состоянию насыщения при тех же условиях и определяемая по закону Генри. При $\varphi < 1$ воду называют недонасыщенной, при $\varphi = 1$ — насыщенной, при $\varphi > 1$ — перенасыщенной.

Расчет по формуле (7.21) выполняется до отсека, на нижней тарелке которого вода достигает состояния насыщения. В расчетах отсеков, на тарелках которых $\varphi > 1$, пересыщение не учитывается. За начальную принимается концентрация, соответствующая состоянию насыщения при температуре воды на данной тарелке.

При продольном обтекании струй паром выделение кислорода определяем по формуле

$$C_{\text{вых}} = \frac{C_{\text{вх}}}{10^{0,0211 \left(\frac{L}{d_0} \right)^{0,5} W_0^{-0,3}}} \quad (7.23)$$

В отсеках вакуумных деаэраторов остаточная концентрация кислорода

$$C_{\text{вых}} = \frac{C_{\text{вх}}}{10^{B_1 \sqrt[3]{C_{\text{вх}} \frac{L}{d_0}}}} \quad (7.24)$$

где B_1 — коэффициент, получаемый в зависимости от давления и температуры исходной воды (рис. 7.19).

Гидростатический уровень при максимальной нагрузке необходимо выбирать таким, чтобы при минимальной нагрузке он соответствовал 5—10 мм.

Количество отверстий на тарелке предварительно рассчитываем по уравнению

$$N = \frac{4a_2 G_0}{\pi d_0^2 W_0 \rho_0} \quad (7.25)$$

где G_0 — полный расход воды через данную тарелку; ρ_0 — плотность воды при температуре на тарелке; a_2 — коэффициент запаса на загрязнение (принимается $a_2 = 1,0$ — $1,10$).

При заданных расходе, количестве и диаметре отверстий гидростатический уровень воды на тарелке

$$h_{\text{т.э}} = \frac{1}{2g} \left(\frac{4G_0}{\pi d_0^2 N \rho_0 a_1} \right)^2 \quad (7.26)$$

Потери давления между отсеками

$$\Delta P = \Delta P_1 + \sum_{i=1}^m \xi_m \frac{W_{\text{п.р.}}^2}{2} \quad (7.27)$$

где ΔP_1 — паровое сопротивление пучка струй; ξ_m — коэффициент местных сопротивлений, определяется по справочным данным.

Паровое сопротивление одного ряда струй приближенно принимается равным 10 Па, тогда

$$\Delta P_1 = 10n, \quad (7.28)$$

где n — число рядов струй по ходу пара.

Неотъемлемым элементом современных конструкций деаэраторов являются непроваляные барботажные устройства. Работа такой тарелки эффективна в том случае, если отсутствует провал жидкости через отверстия в ней. Режим работы тарелки определяется скоростью пара в ее отверстиях. Для практических расчетов минимальную скорость пара в отверстиях барботажного листа определяют по эмпирической формуле

$$W_p^{\min} = \frac{20,6}{\sqrt{\rho_n}}. \quad (7.29)$$

При скоростях пара в отверстиях выше $W_p^{\min}$ прекращается провал жидкости в отверстия, а под листом образуется устойчивая паровая подушка. Приблизительно ее высоту можно определить по уравнению

$$h_{пп} = \xi_n \frac{\rho_n W_n^2}{2g(\rho_s - \rho_n)} + 2 \sqrt{\frac{2\sigma^2}{(\rho_s - \rho_n)^2 d_0}}, \quad (7.30)$$

где W_n — скорость пара в отверстиях барботажного листа; d_0 — диаметр отверстий или ширина щели; ξ_n — коэффициент местного сопротивления (принимается равным 1,9—2,0 для отверстия диаметром до 8 мм и 1,5 — для щелей шириной до 3 мм); σ — коэффициент поверхностного натяжения. Практикой установлено, что при длине барботажного листа 0,6—0,8 м необходимо иметь высоту подушки не менее 0,4—0,45 м, при длине листа более 0,8 м — не менее 0,5 м.

Живое сечение барботажного листа определим из уравнения сплошности течения

$$F_n = \frac{G_n}{\rho_n W_p^{\min}}.$$

Диаметр отверстий на барботажном листе рекомендуется принимать равным 5—8 мм, а ширину щелей — 3—4 мм. Тогда число отверстий в барботажном листе

$$N = F_n / f_0, \quad (7.31)$$

где f_0 — площадь одиночного отверстия или щели. Шаг отверстий принимается $S_1 = 3d_0$, шаг между рядами $S_2 = 0,05—0,1$ м. Количество отверстий в одном ряду

$$m = \frac{a - 3d_0}{3d_0}, \quad (7.32)$$

где a — ширина листа. Отсюда число рядов отверстий или щелей и рабочая длина листа

$$\begin{aligned} n_1 &= N/m; \\ l &= (n - 1) S_2. \end{aligned} \quad (7.33)$$

Многочисленными исследованиями установлено, что эффективность деаэрирования на барботажной тарелке увеличивается до определенных значений динамического напора потока водяного пара. Так, для кислорода эта величина соответствует примерно 0,95 Па,

для свободной углекислоты — 1,12 Па. Отношение конечной концентрации газа в воде к ее начальному значению составляет порядка 0,1.

Автомодельность эффекта дегазации при динамическом напоре выше указанных значений ведет к тому, что по мере повышения начальной концентрации газа пропорционально увеличивается конечная концентрация.

Таким образом, расчет барботажного устройства сводится к определению геометрических характеристик барботажной тарелки, обеспечивающих оптимальные динамические напоры в каналах (отверстиях или щелях).

Одновременно следует помнить, что температура воды, поступающей на барботажный лист, должна отличаться от температуры насыщения в объеме деаэрата не более чем на 4—5 °С. В противном случае не происходит достаточного развития пенного слоя и эффекта деаэрации снижается.

Таким образом, определяя количество отсеков в струйной части деаэрационной колонки по допустимой концентрации на выходе с учетом деаэрирования на барботажном устройстве, необходимо также учитывать допустимый недогрев воды на входе в бак-аккумулятор.

Расчет деаэрационных колонок с упорядоченной или неупорядоченными насадками отличается от расчета струйной колонки лишь конкретностью формы эмпирических уравнений, определяющих подогрев воды, десорбционные процессы в насадке и гидравлические сопротивления для каждого типа насадки.

Пример. Произвести расчет двухступенчатого деаэрата атмосферного давления производительностью $G_{д.в}$ до 56 кг/с при следующих исходных данных: номинальное давление в деаэрате $P = 117,7$ кПа; содержание кислорода в деаэрируемой воде $c_{O_2} = 5,7$ мг/кг; температура деаэрируемой воды $t_{д.в} = 104,2$ °С; энтальпия деаэрируемой воды $i_{д.в} = 435,9$ кДж/кг; основной конденсат расхода $G_{н.п}^{(1)} = 39,08$ кг/с; температура конденсата $t_{н.п}^{(1)} = 70$ °С; энтальпия основного конденсата $i_{н.п}^{(1)} = 293$ кДж/кг; добавочная вода (расход) $G_{д.в}^{(2)} = 12,22$ кг/с; температура добавочной воды $t_{д.в}^{(2)} = 30$ °С; энтальпия добавочной воды $i_{д.в}^{(2)} = 125,8$ кДж/кг; давление греющего пара $P_{г} = 117,7$ кПа; температура пара $t_{г} = 104,2$ °С; энтальпия насыщенного пара при давлении в деаэрате $i_{г} = 2682,6$ кДж/кг.

Поскольку в рассматриваемый деаэрат (рис. 7.20) кипящие потоки воды не подаются, то энтальпия пара в объеме деаэрата будет равна энтальпии пара греющего. При выполнении десорбционного расчета удобно пользоваться табулированными значениями равновесных концентраций кислорода в воде.

Результаты теплового, гидравлического и десорбционного расчета сведены в табл. 7.1.

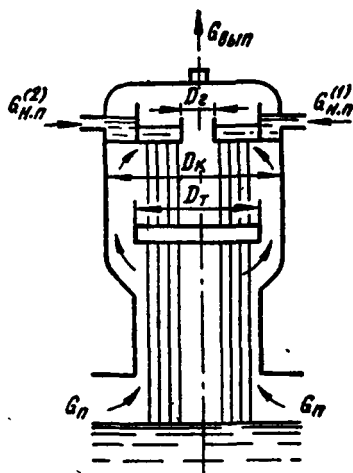


Рис. 7.20. Схема потоков воды и пара

Таблица 7.1. Тепловой, гидравлический, десорбционный расчет деаэратора

Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат
<i>Тепловой баланс</i>		
Тепло, подведенное к основному конденсату $Q_{н.п.}^1$, кВт	$G_{н.п.}^{(1)} (t_{д.в} - t_{н.п.}^{(1)})$	5584,5
Тепло, подведенное к добавочной воде $Q_{н.п.}^{(2)}$, кВт	$G_{н.п.}^{(2)} (t_{д.в} - t_{н.п.}^{(2)})$	3789,4
Количество сконденсировавшегося пара G'_n , кг/с	По формуле (7.8)	4,26
Расход деаэрированной воды $G_{д.в.}$, кг/с	По формуле (7.9)	55,56
Количество выпара $G_{вып.}$, кг/с	$G_{вып.} = 0,002 G_{д.в.}$	0,111
Расход пара (насыщенного) на деаэратор G_n , кг/с	$G_n = G'_n + G_{вып.}$	4,38
<i>Тепловой расчет деаэрационной колонки</i>		
Расстояние между тарелками первого отсека H , м	Рекомендации и формула (7.10)	0,550
Диаметр отверстий на тарелке d_0 , м	Конструктивные рекомендации	0,006
Шаг отверстий на тарелке S , м	Конструктивные рекомендации	0,02
Расход воды через верхнюю тарелку $G_{в.}$, кг/с	$G_{в.} = G_{н.п.}^{(1)} + G_{н.п.}^{(2)}$	51,31
Средняя энтальпия воды на верхней тарелке $i_{н.п.ср.}$, кДж/кг	$\frac{G_{н.п.}^{(1)} i_{н.п.}^{(1)} + G_{н.п.}^{(2)} i_{н.п.}^{(2)}}{G_{н.п.}^{(1)} + G_{н.п.}^{(2)}}$	251,22
Температура воды на верхней тарелке $t_{вх.}$, °C	По таблицам воды и водяного пара	60
Гидростатический уровень воды на тарелке h_r , с, м	Задан максимально рекомендуемый	0,050
Скорость воды в отверстиях верхней тарелки W_n , м/с	По формуле (7.15)	0,074
Количество отверстий на тарелке N , шт.	По формуле (7.25)	0,75
Диаметр условной окружности, м: внешней D_1 внутренней D_2	По конструктивным эскизам	1095 0,540
Условное количество отверстий на окружности, шт.: внешней n_1 внутренней n_2	$n_1 = \frac{\pi D_1}{S}$ $n_2 = \frac{\pi D_2}{S}$	215 107
Динамический уровень воды на нижней тарелке $h_{дин.}$, м	(предварительно принимается)	0,060
Длина струн в отсеке L , м	$L_1 = H - h_{дин.}$	0,490
Коэффициент A , зависящий от давления	По рис. 7.15	0,0311
Средняя скорость пара в пучке $W_{пср.}$, м/с	Задается (уточнение расчетом)	1,6
Температура воды на нижней тарелке $t_{вых.}$, °C	По формуле (7.12)	95,1
Энтальпия воды на нижней тарелке $i_{вых.}$, кДж/кг	По таблицам воды и водяного пара	386,6
Количество пара, сконденсировавшегося в отсеке $G''_{пх.}$, кг/с	По формуле (7.16)	3,306

Показатель	Расчётная формула или способ определения	Результат
Количество пара, при входе в отсек $G_{пвх}$, кг/с	По формуле (7.16)	3,417
Скорость пара при входе и пучок $W_{пвх}$, м/с	По формуле (7.17)	4,77
Количество пара при выходе из отсека $G_{пвых}$, кг/с	$G_{пвых} = G_{пвх}$	0,111
Скорость пара при выходе из пучка $W_{пвых}$, м/с	По формуле (7.18)	0,31
Средняя скорость пара в пучке $W_{пср}$, м/с	По формуле (7.20)	1,62
<i>Отсек 2 (обтекание струй продольное)</i>		
Длина струн L_2 , м	По предварительному чертежу	1,0
Количество отверстий на тарелке 2 N_2 , шт.	Аналогично	2520
Шаг отверстий на тарелке 2 S_2 , м	Конструктивные рекомендации	0,02
Расход воды через тарелку 2 $G_{в2}$, кг/с	$G_{в2} + G'_{п}$	54,61
Скорость воды в отверстиях тарелки 2 W_0 , м/с	По формуле (7.15)	0,8
Гидростатический уровень воды на тарелке 2 $h_{г.с.}$, м	По формуле (7.26)	58
Температура воды при входе в бак-аккумулятор $t_{ввх}$, °C	По формуле (7.13)	102,7
Энтальпия воды, входящей в бак-аккумулятор, $i_{ввх}$, кДж/кг	По таблицам воды и водяного пара	430,4
Количество пара, сконденсировавшегося во втором отсеке $G''_{п}$, кг/с	По формуле (7.16)	0,78
Недогрев воды в деаэрационной колонке Δt , °C	$t_s - t_{ввх2}$	1,5
Количество воды, выходящее из колонки $G_{в2}$, кг/с	$G_{в2} + G'_{п}$	55,39
Количество пара, сконденсировавшегося в колонке $G'_{п.к.}$, кг/с	$G'_{п} + G''_{п}$	4,08
Расход насыщенного пара на колонку $G_{п.к.}$, кг/с	$G_{п.к.} + G_{вып}$	4,19
Количество пара, сконденсировавшегося в барбате $G_{п.б.к.}$, кг/с	$\frac{G_{в2} (i_{д.в} - i_{ввх2})}{i_{п} - i_{д.в}}$	1,36
<i>Гидравлический расчет деаэрационной колонки</i>		
Диаметр горловины D , м	Принимается в соответствии с конструкцией водослива (рис. 7.20)	0,5
Сопротивление движения пара через горловину ΔP , Па	$\xi \frac{\rho_{п} W_{п}^2}{2}$	0,59
Видимый уровень воды на тарелке 1 $h_{дн.}$, м	$h_{г.с.1} + \frac{\Delta P_1}{\rho_{в} g}$	0,05

Показатель	Расчетная формула или способ определения	Результат
Гидростатическая характеристика $\bar{H}_1$	$\frac{h_{г.с} + \Delta P_1}{H_6}$	0,29
Наружный диаметр тарелки D_T , м	Конструктивно	1,110
Ширина кольцевого зазора δ_k , м	Конструктивно (рис. 7.20)	0,145
Внутренний диаметр колонки D_k , м	$D_T + 2\delta_k$	1,400
Живое сечение для прохода пара в кольцевом канале Ω , м ²	$\frac{\pi(D_k^2 - D_T^2)}{4}$	0,59
Скорость пара в кольцевом канале $W_{п}$, м/с	$\frac{G_{п}}{\rho_{п}\Omega}$	8,45
Сопrotивление течению пара в кольцевом канале ΔP^* , Па	$\xi_m \frac{\rho_{п} W_{п}^2}{2}$	98,1
Сопrotивление проходу пара в пучке ΔP_1 , Па	$10 \cdot l$	80,0
Сопrotивление проходу пара во втором отсеке ΔP_2 , Па	$\Delta P^* + \Delta P_1$	278,1
Видимый уровень воды на тарелке 2 $h_{дв.2}$, м	$h_{г.с.2} + \frac{\Delta P_2}{\rho_{п}g}$	0,086
Гидростатическая характеристика второй тарелки $\bar{H}_2$	$\frac{h_{г.с.2} + \Delta P_2}{H_6}$	0,70
<i>Расчет десорбции кислорода в деаэрационной колонке</i>		
Содержание кислорода на верхней тарелке $c_{O_2}^{вх}$, мг/кг	Исходные данные	5,7
Коэффициент B в расчетной формуле	По рис. 7.19	0,001/
Содержание кислорода на нижней тарелке $c_{O_2}^{вых}$, мг/кг	По формуле (7.21)	3,66
То же при состоянии насыщения и данной температуре $c_{O_2}^{(н)}$, мг/кг	По таблицам (7.2)	1,4
Относительное насыщение воды на нижней тарелке отсека ϕ_1	По формуле (7.22)	2,66
Расчетное содержание кислорода на второй тарелке для второго отсека $c_{O_2}^{(2)}$, мг/кг	Принимается равным состоянию насыщения	1,4
Содержание кислорода на входе в бак-аккумулятор $c_{O_2}^{(3)}$, мг/кг	По формуле (7.23)	0,9
То же при состоянии насыщения $c_{O_2}^{(н)}$, мг/кг	По формуле (7.2)	0,3
Относительное насыщение воды при входе в бак ϕ	По формуле (7.22)	3,0
Расчетная концентрация кислорода воды в бак-аккумулятор $c_{O_2}^{(н)}$, мг/кг	Принимается равной концентрации при насыщении	3,0

7.3. СХЕМА ВКЛЮЧЕНИЯ ПОТОКОВ ПАРА И ВОДЫ

В деаэраторах повышенного давления современных турбоустановок подвод греющего пара может осуществляться из нерегулируемого или регулируемого отбора.

При падении давления в нерегулируемом отборе на частичных нагрузках блока должно быть предусмотрено автоматическое прекращение деаэрации на отбор с более высоким давлением или источник собственных нужд.

При работе на скользящем давлении деаэратор подключается к нерегулируемому отбору и давление в нем меняется в зависимости от нагрузки.

Схемы с одним деаэратором выполняются главным образом для блоков конденсационных электростанций.

На промышленно-отопительных ТЭЦ с расходом добавочной воды более 5 % получили распространение схемы дегазации воды в двух деаэраторах. Добавочная вода и очищенный производственный конденсат направляются в деаэратор атмосферного давления. Вся питательная вода обрабатывается в деаэраторе повышенного давления.

На ТЭЦ шире используются вакуумные деаэраторы, так как в этом случае отпадает необходимость греть добавочную воду в предвключенных подогревателях, что исключает коррозионный процесс на тракте до деаэратора.

На производственно-отопительных котельных ТЭЦ для дегазации подпиточной воды применяются схемы с вакуумными деаэраторами.

Основные потоки некипящей воды, сбрасываемые в деаэратор — это основной конденсат после верхних ПНД и, химически очищенная вода после охладителя выпара. В схемах всех турбоустановок предусматривается сброс в объем деаэратора кипящих потоков конденсата греющего пара за группой ПВД, а на турбоустановках влажного пара также сброс сепарата из сепараторосборников СПП.

Необходимо подчеркнуть, что для деаэратора, работающего при постоянном давлении, начиная с некоторой нагрузки предусматривается переброска кипящих потоков конденсата греющего пара после ПВД каскадно на группу ПНД.

Все перечисленные потоки, а также другие дополнительные сбросы, предусмотренные техническими условиями на проектировании, должны быть учтены при составлении теплового и материального баланса аппаратов.

7.6. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДЕАЭРАТОРОВ.

ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ДЕАЭРАТОРОВ

Деаэрационная установка может состоять из одного или нескольких деаэраторов, включенных по воде и пару параллельно. Обычно число параллельно включенных деаэраторов не превышает 4—5. С увеличением числа параллельно работающих аппаратов возрастает возможность неравномерного распределения подводимых потоков воды и пара и деаэрированной воды. Это может вызвать неравномерную тепловую нагрузку деаэраторов и, как следствие, различную эффективность деаэрированных потоков воды, вплоть до нарушения норм качества воды.

Для обеспечения нормальной работы аппаратов типа ДП и ДА баки-аккумуляторы соединяются уравнительными линиями — паро-

Таблица 7.2. Диаметры паровых и водяных уравнильных линий

Тип деаэратора	Производительность деаэратора, т/ч	Диаметр уравнильного паропровода, мм	Диаметр уравнильного водяного трубопровода, мм
ДА и ДП	До 150	200	200
ДА и ДП	200—400	250—300	300
ДП	500—1600	500	500

выми и водяными. Выбор диаметров уравнильных линий, определяемых производительностью деаэратора и давлением в нем, следует выполнять, руководствуясь рекомендациями табл. 7.2.

В схемах блочных энергетических установок предпочтительно иметь один деаэратор. Две деаэрационные колонки могут устанавливаться на одном баке — аккумуляторе, что существенно упрощает схему трубопроводов деаэрационной установки.

Не рекомендуется включать в работу аппараты разных конструкций.

Все ответвления к деаэраторам должны быть строго симметричны и равног гидравлического сопротивления.

Включение вакуумных деаэраторов в параллельную работу не рекомендуется, так как при отключении одного из них могут появиться значительные подсосы через запорную арматуру.

7.7. ТИПИЧНЫЕ НЕПОЛАДКИ В ДЕАЭРАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ

Повышенное содержание коррозионно-активных газов по причине:

неправильное определение пробы. Необходимо проверить правильность анализа, правильность отбора пробы;

занижен расход выпара. Необходимо проверить: степень открытия задвижки отвода парогазовой смеси, температуру и расход охлаждающей воды охладителя выпара и снизить ее температуру или увеличить расход; достаточность поверхности охлаждения выпара (при необходимости заменить);

подается теплоноситель с повышенным содержанием O_2 и CO_2 ; необходимо определить источники азиривания и устранить их; конденсат и дренажи содержат значительные количества O_2 и CO_2 и подаются в деаэраторный бак. Необходимо подать в деаэрационную колонку;

недостаточен расход греющего теплоносителя. Необходимо понизить температуру деаэрируемых потоков и обеспечить необходимую величину подогрева воды в деаэраторе;

понижено давление в деаэраторе. Необходимо проверить: давление и достаточность расхода греющего пара; исправность регулятора давления; достаточность проходного сечения регулирующего клапана;

неисправен деаэратор: засорение отверстий; поломка, обрыв, неправильная установка тарелок; разрушение барботажного устройства и т. п.;

Таблица 7.3. Технические характеристики деаэраторов повышенного давления

Наименование показателей	Типоразмеры деаэраторов						
	ДП-6	ДП-13	ДП-225-7	ДП-500М-2	ДП-1000	ДП-1600М	ДП-2000
Номинальная производительность	6	13	225	500	1000	1600	2000
Рабочее абсолютное давление, МПа	0,8	0,8	0,6	0,6; 0,7	0,7	0,7	0,7
Рабочая температура, °С	169,6	169,6	158	158; 164,2	164,2	164,2	164,2
Диаметр колонки, мм	1100	1100	1800	2000	2400	3000	3400
Высота колонки, мм	—	—	3340	3150	4000	4300	4570
Масса, кг	—	2800	3500	5250	7100	10 000	12 500
Геометрическая вместимость, м³	—	5,0	8,0	8,5	17,0	23	32
Полезная емкость бака аккумулятора, м³	—	—	65	65; 100; 120	120; 150	120; 150	150; 185

тепловая и гидравлическая перегрузка отдельных деаэраторов. Обеспечить равномерное распределение нагрузок;

в вакуумных деаэраторах ухудшение качества возможно из-за нарушения плотности тракта. Устранить все неплотности.

Повышение давления и срабатывания предохранительных клапанов возможны из-за:

неисправности регулятора и резкого увеличения расхода греющего теплоносителя.

снижения расхода деаэрируемой воды или повышения ее температуры.

При невозможности снижения давления при полностью прекращенной подаче греющего теплоносителя увеличить расход холодных потоков и снизить их температуру. В противном случае деаэратор должен быть отключен.

Повышение или понижение уровня воды в баке:

Неисправность регулятора уровня. Перейти на ручное регулирование.

Утечки через неплотности в арматуре. При невозможности поддержания уровня деаэратор отключить.

Нарушение гидродинамического режима приводит к появлению значительных вибраций и гидроударов. Такие нарушения могут быть: при неисправности деаэратора; при гидравлической и тепловой перегрузке; необходимо проверить расходы исходных потоков и величину подогрева.

Технические характеристики деаэраторов различного типа приведены в табл. 7.3—7.7.

Таблица 1.4 Технические характеристики двухступенчатых деаэраторов атмосферного давления с барботажным устройством в баке

Наименование показателей	Типоразмеры деаэраторов						
	ДА-5	ДА-25	ДА-50	ДА-75	ДА-100	ДА-150	ДА-200
Номинальная производительность, т/ч	5	0,12	50	75	100	150	200
Рабочее абсолютное давление, МПа	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Температура деаэрированной воды, °С	104,25	104,25	104,25	104,25	104,25	104,25	104,25
Средний подогрев воды в деаэраторе, °С	10—40	10—40	10—40	10—40	10—40	10—40	10—40
Высота колонки, мм	1387	1335	1330	1330	1330	1610	1610
Масса колонки, кг	194	370	520	520	520	750	750
Пробное гидравлическое давление, кПа	300	300	300	300	300	300	300
Полезная емкость аккумуляторного бака, м³	4,0	15	15 и 25	35 и 50	35 и 50	50 и 75	75 и 100

Наименование показателя	Обозначение деаэраторов								
	ДВ-5	ДВ-15	ДВ-25	ДВ-50	ДВ-75	ДВ-100	ДВ-150	ДВ-200	ДВ-300
Номинальная производительность, т/ч	5	15	25	50	75	100	150	200	300
Рабочее абсолютное давление, кПа	—	—	—	7,5—50	—	—	—	—	—
Температура деаэрированной воды, °С	—	—	—	40—80	—	—	—	—	—
Высота колонки, мм	2400	2400	2500	2600	2600	2600	2670	2670	2730
Диаметр и толщина стенки, мм	616×8	716×8	816×8	1016×8	1016×8	1216×8	1420×10	1410×10	2020×10
Температура теплоносителя, °С	—	—	—	70—180	—	—	—	—	—
Масса колонки, кг	475	534	680	1094	1094	1375	1910	2275	2990
Масса колонки, заполненной водой, кг	1115	1424	1780	3050	3050	4200	4770	6675	11150
Пробное абсолютное гидравлическое давление, кПа	—	—	—	300	—	—	—	—	—
Допускаемое повышение абсолютного давления при работе защитного устройства, кПа	—	—	—	170	—	—	—	—	—

Таблица 7.6. Технические характеристики струйно-барботажных вакуумных деаэраторов горизонтального типа ЦКТИ — СЗЭМ

Наименование показателей	Обозначение деаэраторов		
	ДВ-400	ДВ-800	ДВ-1200
Номинальная производительность, т/ч	400	800	1200
Рабочее абсолютное давление, кПа	—	0,75—50	—
Температура деаэрируемой воды, °С	—	40—80	—
Диаметр и толщина стенки, мм	3032×16		
Длина, мм	1992	3968	5950
Температура теплоносителя, °С	—	70—180	—
Масса колонки, кг	6900	11 700	16 700
Масса колонки, заполненной водой, кг	21 000	40 000	60 000
Пробное абсолютное гидравлическое давление, кПа	—	300	—
Допускаемое повышение абсолютного давления при работе защитного устройства, кПа	—	170	—

Таблица 7.7. Остаточная массовая доля кислорода и свободной углекислоты в деаэрированной воде

Тип деаэратора	Начальная массовая доля кислорода, мг/кг	Остаточная массовая доля кислорода в деаэрированной воде, мкг/кг
ДВ	Соответствует состоянию насыщения	50
ДА, ДП		
ДП		10

Таблица 7.8. Остаточная массовая доля свободной углекислоты в деаэрируемой воде

Тип деаэратора	Начальная массовая доля свободной углекислоты, мг/кг	Остаточная массовая доля свободной углекислоты, мг/кг
ДВ, ДА, ДП	20	Отсутствует
ДА, ДП	10	Отсутствует
ДВ	10	0,5
ДА, ДП	5	Отсутствует
ДП	1	0,5

Контрольные вопросы

1. Какие способы деаэрации Вы знаете? Почему применяется деаэрирование воды на электрических станциях?
2. Что такое термическое деаэрирование? Почему этому способу в энергетике отдается предпочтение?
3. Физическая сущность метода термического деаэрирования. Определение равновесной концентрации.
4. Покажите на примере, как определить равновесную концентрацию растворенных в воде O_2 и CO_2 при заданной температуре среды и давления.
5. Классификация деаэраторов по давлению, образованию межфазной поверхности, числу деаэрационных ступеней.
6. Особенности работы деаэраторов повышенного давления с ростом давления и объема аппарата.
7. Построение расходных характеристик деаэратора.

8. Требования к деаэраторам при проектировании и эксплуатации.
9. Особенности конструктивного решения колонок с неупорядоченной насадкой.
10. Конструктивные особенности струйного отсека струйно-барботажной колонки повышенного давления.
11. Особенности конструктивного решения барботажной ступени.
12. Конструктивные решения вакуумных струйно-барботажных деаэраторов.
13. Составьте уравнения теплового и материального баланса деаэрационной колонки. Определите среднюю энтальпию пара и расход греющего пара.
14. Определите диаметр дырчатого листа первого струйного отсека и подогрев основного конденсата в струйном отсеке при продольном и поперечном обтекании струй первым потоком.
15. Итерационный процесс определения температуры основного конденсата на нижней тарелке отсека. Покажите, почему этот процесс неизбежен.
16. Методика расчета остаточной концентрации растворенного компонента на нижней тарелке струйного отсека.
17. Какие схемы включения деаэраторов Вы знаете? Достоинства и недостатки таких решений.
18. Особенности параллельной работы нескольких деаэраторов. Возможности возникновения неравномерной тепловой нагрузки аппаратов.
19. Параллельные работы вакуумных деаэраторов.
20. Причины повышения содержания коррозионно-активных газов в питательной воде.
21. Причины повышения давления в объеме деаэратора и срабатывание клапанов защиты.
22. Причины нарушения гидродинамического режима деаэратора.

Глава 8. СМЕШИВАЮЩИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВЫЕ АППАРАТЫ ТУРБОУСТАНОВОК

Многолетний опыт эксплуатации систем регенерации низкого давления с поверхностными подогревателями показывает, что система обладает рядом недостатков, которые влияют на экономичность и надежность энергоблока в целом.

Важнейшим недостатком подогревателей, работающих под вакуумом, является то, что недогревы в этих аппаратах на большинстве ГРЭС существенно превышают нормативные и в некоторых случаях достигают величины порядка 15—17 °С.

Это означает, что вышестоящие подогреватели работают с повышенной тепловой нагрузкой. Фактическая тепловая нагрузка этих аппаратов оказывается примерно на 80 % выше расчетной, что означает увеличение скорости парового потока в трубном пучке, увеличение потерь давления по паровой стороне, повышение вибрации трубок, истирания их друг о друга и о кромки разделительных перегородок.

По оценкам ВТИ и ЦКТИ снижение экономичности блоков от недогрева питательной воды в первых двух, по ходу воды, аппаратах системы регенерации составляет 0,2—0,3 %. В итоге только по блокам 300 МВт перерасход условного топлива в год составляет 400—500 тыс. тонн.

Исследования, выполненные ВТИ, позволяют утверждать, что основной причиной этого недостатка является наличие в греющем паре неконденсирующихся газов, проникающих через неплотности всей вакуумной части системы регенерации.

Дополнительной причиной повышения недогрева в вакуумных подогревателях является паровое сопротивление трубного пучка. Требование умеренных потерь давления в этих аппаратах вступает в противоречие с необходимостью увеличения скорости пара выше определяемого уровня для обеспечения интенсивности теплообмена.

Существенным недостатком подогревателей низкого давления, расположенных между конденсатором и деаэратором, является и то, что все это оборудование не защищено от коррозии при возможном в эксплуатации повышении концентрации O_2 и CO_2 из-за присосов воздуха в вакуумной части системы регенерации.

К недостаткам поверхностных подогревателей части низкого давления следует отнести также и то, что они служат основным источником загрязнения питательного тракта современных энергоблоков окислами железа и меди. По данным ЦКТИ средний срок службы трубных систем ПНД из латуни составляет 6—8 лет.

В числе недостатков поверхностных ПНД необходимо отметить их ограниченную ремонтпригодность, высокую трудоемкость и стоимость ремонтных работ во время эксплуатации.

Поврежденные U-образные трубки, расположенные внутри пучка, должны заглушаться. Это ведет к уменьшению поверхности нагрева и, как следствие, увеличению недогрева питательной воды.

На надежность вакуумного ПНД существенное влияние оказывают сезонные колебания вакуума в конденсаторе, обуславливающие длительное время работы аппаратов в нерасчетных условиях.

Рассмотренные недостатки системы регенеративного подогрева питательной воды, построенной на использовании только поверхностных теплообменных аппаратов, позволяют утверждать, что решение проблемы требует пересмотра позиции в выборе теплообменного оборудования для подогрева питательной воды.

Опыт ЦКТИ и ВТИ, включающий проектно-конструкторскую проработку, экспериментальные исследования и данные промышленной эксплуатации на ряде ГРЭС в течение более 10 лет, позволяет утверждать, что проблема повышения надежности и эффективности вакуумной части системы регенерации решается переходом к смешивающим подогревателям.

3.1. СИСТЕМА РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ СО СМЕШИВАЮЩИМИ ПОДОГРЕВАТЕЛЯМИ

Первые попытки использования смешивающих подогревателей в системе регенеративного подогрева питательной воды относятся к 30-м годам нынешнего столетия. Однако с увеличением единичной мощности турбины схема получалась очень сложной из-за большого числа перекачивающих насосов, водяных резервуаров, регуляторов и т. п. Кроме того, не менее существенным была опасность попадания воды в проточную часть турбины.

В 60-х годах в Англии была запатентована система регенеративного подогрева питательной воды с гравитационной схемой

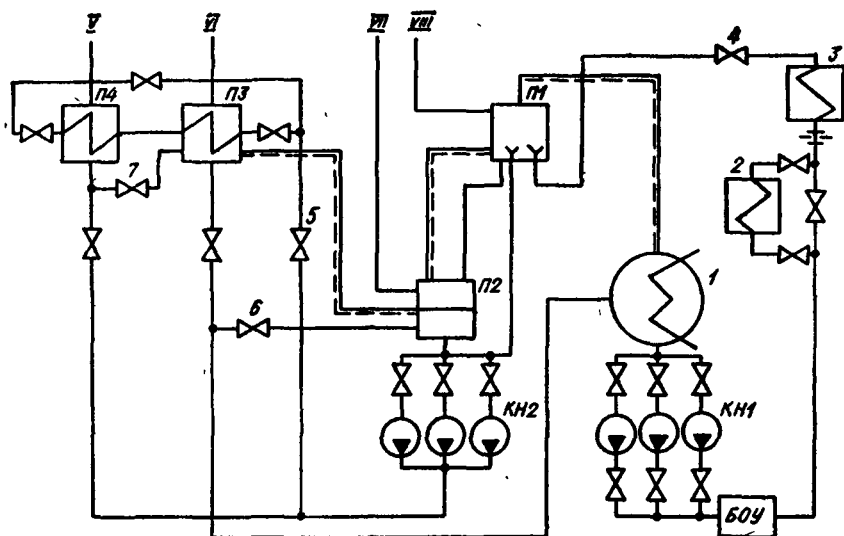


Рис. 8.1. Типовая комбинированная схема регенерации низкого давления для блоков с турбиной К-300-240 ЛМЗ:

П1, П2 — подогреватели смешивающие горизонтальные; ПЗ, П4 — подогреватели поверхностные; 1 — конденсатор; 2 — охладитель водорода; 3 — сальниковый подогреватель; 4, 5 — регуляторы уровня в конденсаторе, конденсатосборнике П2; 6, 7 — регуляторы уровня в ПЗ и П4; КН1, КН2 — конденсатные насосы первой и второй ступеней; V, VI, VII, VIII — паропроводы отборов греющего пара

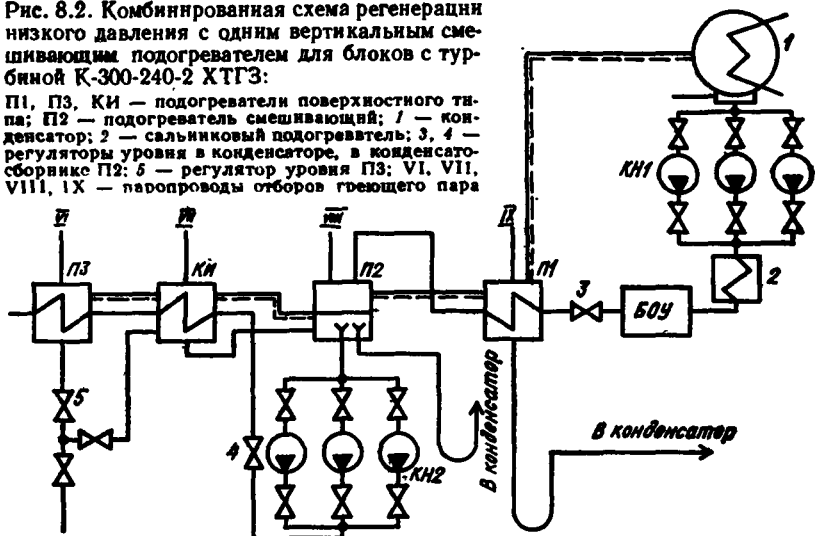
расположения смешивающих подогревателей в части низкого давления. Такая схема существенно уменьшала количество перекачивающих насосов. Но как показал опыт эксплуатации блоков 600 МВт, из-за неправильного выбора расположения подогревателей в гравитационном каскаде и подвода пара в нижний подогреватель от постороннего источника имели место неустойчивость работы системы регенерации и даже попадание воды в проточную часть турбины.

Анализ опыта использования смешивающих подогревателей на электростанциях Англии показал, что схемы получаются сложными, насыщенными автоматикой, арматурой, с резко удлинненными трассами паропроводов; эксплуатационная надежность схем не удовлетворяет современным требованиям; при освоении столкнулись с недостаточно изученными и отработанными вопросами эксплуатации аппаратов в условиях переменных режимов.

Аналогичные работы по применению смешивающих теплообменных аппаратов выполнялись и в СССР. Разработка первых аппаратов базировалась на многолетнем опыте исследований и эксплуатации деаэраторов. Применение гравитационной схемы включения смешивающих подогревателей на ТЭЦ ВТИ показало, что при определенных условиях самовозбуждались автоколебания давления пара, а соответственно расхода и уровня в нижнем аппарате. Амплитуда колебания давления составляла 0,03—0,04 МПа, частота 2—3 колебания в минуту. В целом гравитационная схема оказалась очень сложной.

Рис. 8.2. Комбинированная схема регенерации низкого давления с одним вертикальным смешивающим подогревателем для блоков с турбиной К-300-240-2 ХТГЗ:

П1, ПЗ, КИ — подогреватели поверхностного типа; П2 — подогреватель смешивающий; 1 — конденсатор; 2 — сальниковый подогреватель; 3, 4 — регуляторы уровня в конденсаторе, в конденсаторе-сборнике П2; 5 — регулятор уровня ПЗ; VI, VII, VIII, IX — паропроводы отборов греющего пара



С учетом перечисленных сложностей, ЦКТИ и ВТИ разработаны комбинированные тепловые схемы с применением смешивающего принципа на одном или двух вакуумных подогревателях.

Одним из основных вопросов, вызывавших опасения в надежности такой схемы, был вопрос о количестве и влажности пара, выносимого из подогревателя в турбину при полном сбросе нагрузки. Исследования показали, что применение в смешивающих подогревателях перегородок, отделяющих водяной объем, полностью исключает влияние этого объема на влажность обратного потока пара. Вместе с тем эти исследования позволили сформулировать требования к конструктивному решению смешивающих подогревателей.

Рассмотрим типовую гравитационную схему с двумя горизонтальными смешивающими подогревателями турбоустановки К-300-240 ЛМЗ (рис. 8.1). Основной поток конденсата после БОУ через охладитель водорода, сальниковые подогреватели и регулятор уровня в конденсаторе поступает в П1. Из смешивающего П1 конденсат самотеком поступает в смешивающий П2 и далее конденсатными насосами второй ступени КН2. На сливе конденсата из П2 имеется обратный клапан, встроенный в водяную камеру П2. Конденсатор-сборник П2 отделен от парового отсека перегородкой с обратными клапанами. Далее основной конденсат через регулятор уровня в П2 поступает к поверхностным аппаратам ПЗ и П4. Конденсат греющего пара и паровоздушная смесь из ПЗ и П4 каскадно отводятся в П2 в водяной объем.

Для обеспечения пусковых операций имеется линия рециркуляции КН со сбросами конденсата в П2.

Типовая схема комбинированной системы регенерации турбоустановок К-300-240 ХТГЗ отличается тем, что из-за меньшей раз-

ности давлений между П2 и П1 первый смешивающий подогреватель также установлен на отметке обслуживания.

Учитывая сложность реализации гравитационной схемы на действующих турбоустановках, применяют схемы с одним смешивающим подогревателем П2 (рис. 8.2).

Выбор рационального варианта комбинированной схемы системы регенерации низкого давления определяется совокупностью многих факторов, из которых особо следует выделить экономичность, надежность, число групп насосов, условия компоновки.

8.2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Поскольку смешивающий подогреватель — это аппарат, в котором подогрев одного теплоносителя другим происходит в условиях прямого контакта (смещения), то для эффективности работы аппарата необходимо прежде всего максимальное развитие поверхности межфазного взаимодействия и равномерного распределения фаз в объеме аппарата. В этом случае достигается максимальное использование объема аппарата.

Равномерное распределение осуществляется путем распыла воды в паровом пространстве перфорированными тарелками, разбрызгивающими соплами, на упорядоченную или неупорядоченную насадку при организации пленочной поверхности взаимодействия фаз или в виде струй.

Дробление жидкости может осуществляться как использованием избыточного давления, так и при свободном падении. Дополнительное дробление выполняется ускоренным тепловым потоком.

Поскольку температура воды на входе в подогреватель значительно ниже температуры насыщения греющего пара, то предпочтительно применение распределения воды в паре.

Барботаж применяется только для догрева и деаэрации питательной воды.

Опыт эксплуатации показал, что развитие межфазной поверхности за счет применения упорядоченной или неупорядоченной насадки уступает струйному способу распределения воды в паре по простоте конструкции аппарата, стоимости, использованию дефицитных материалов; опасности попадания элементов насадки в насосы и проточную часть турбины. При автоколебаниях давления в рабочем пространстве наблюдаются разрушение кассет и вынос элементов. Вместе с тем в этом случае возрастает поверхность соприкосновения основного конденсата с металлом и, как следствие, повышение содержания продуктов коррозии. Поэтому насадочные конструкции аппаратов нецелесообразны.

Имея в виду, что надежность работы смешивающих подогревателей в системе регенерации во многом определяется величиной выноса влажного пара в проточную часть турбины при сбросах нагрузки, неременным конструктивным элементом как вертикальных, так и горизонтальных аппаратов является разделительная перего-

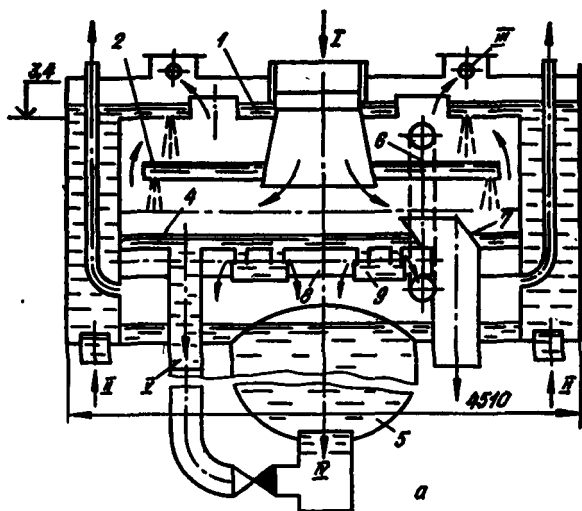
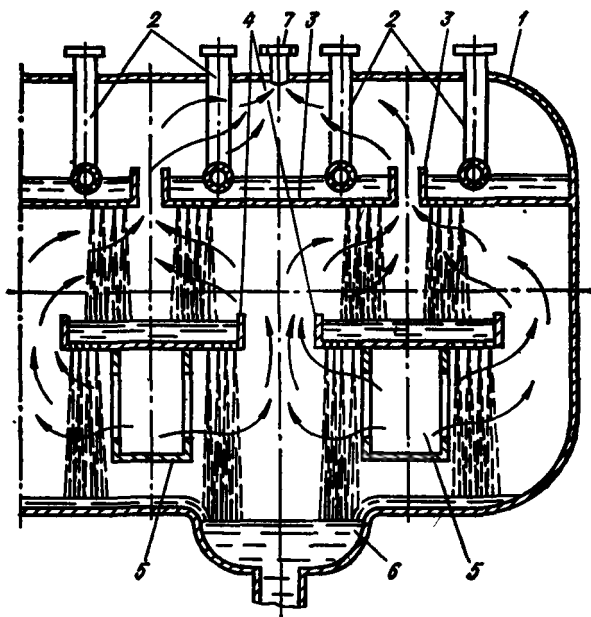


Рис. 8.3. Смесивающий подогреватель низкого давления горизонтальный:

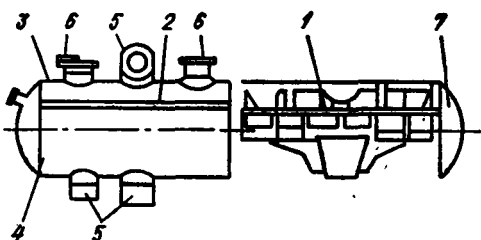
а — смесивающий подогреватель низкого давления для систем регенерации турбин 300 МВт, П2: 1, 2 — водораспределительные лотки соответственно верхнего и нижнего ярусов; 3 — паровпускной короб; 4 — перегородка; 5 — конденсатосборник; 6 — уравнительная паровая труба; 7 — входной патрубок аварийного перелива; 8 — уравнительная труба гидрозатворов; 9 — обратный клапан; I — вход пара; II — вход воды; III — отвод выпара; IV — выход нагретой воды; V — отвод воды и дополнительному обратному клапану; б — схема внутреннего устройства смесивающего подогревателя многосекционного: 1 — корпус; 2 — подвод воды; 3 — верхние лотки; 4 — нижние лотки; 5 — подвод пара; 6 — конденсатосборник; 7 — отвод паровоздушной смеси



родка, отделяющая водяной объем аппарата (конденсатосборник) от парового пространства. Поскольку высота слоя жидкости над перегородкой, расстояние от зеркала жидкости на перегородке до выходного сечения паропровода отбора, а также отношение сечения подогревателя и паропроводящего паропровода определяют влажность обратного потока пара при сбросе, то надежность аппарата тем выше, чем меньше высота слоя жидкости, больше расстояния и отношения сечений в аппарате.

Рис. 8.4. Схема сборки горизонтального смешивающего подогревателя:

1 — каркас в сборке с водо- и парораспределительными устройствами; 2 — направляющие; 3 — корпус; 4, 7 — днища; 5 — патрубки; 6 — смотровые люки



Поскольку в нерасчетных и аварийных ситуациях работы смешивающих подогревателей возможно затопление их парового пространства, то во всех аппаратах должны быть предусмотрены линии аварийного перелива основного конденсата через гидрозатвор в конденсатор.

Горизонтальные аппараты разделяются вертикальными перегородками на автономные секции, что позволяет, с уменьшением гидравлической нагрузки аппарата, отключить автоматически отдельные секции, оставляя остальные работать при повышенной нагрузке. На рис. 8.3 показана принципиальная схема горизонтального многосекционного смешивающего подогревателя. Подогреватель имеет форму горизонтального цилиндра с эллиптическими днищами. С обоих торцов в стороны боковые гидрозатворы, обеспечивающие равномерный подвод конденсата на верхний поток. На водоперепускной трубе между аппаратами, собранными по гравитационной схеме, предусмотрена установка обратного клапана, исключающая движение конденсата из нижнего аппарата в верхний (например, при сбросе нагрузки). Лоток верхнего яруса снабжается переливными патрубками для сброса части воды на нижний ярус при увеличении гидравлической нагрузки.

Конструкция подогревателя предусматривает выполнение большей части сборочных и сварочных работ вне корпуса, что упрощает технологию изготовления. Это достигается тем, что водо- и парораспределительные устройства и охладитель пара выполнены на пространственном каркасе, который на специальных направляющих устанавливается в корпусе подогревателя (рис. 8.4).

Различие конструкций подогревателей определяется их положением в схеме и компоновкой системы.

При гравитационной схеме обычно в первом, расположенном выше по уровню смешивающем подогревателе нет развитого конденсатосборника, так как уровень сливаемого конденсата должен быть в сливной трубе. Этим достигается быстрое изменение уровня, компенсирующее разность давлений в подогревателях.

Наряду с горизонтальными смешивающими подогревателями в энергетике СССР применяются вертикальные аппараты конструкции ВТИ (рис. 8.5).

При вертикальном расположении смешивающего подогревателя с центральным верхним подводом греющего пара представляет особый интерес конструктивное решение головки аппарата, обеспечивающее центровку относительно оси дырчатого листа второго отсека и водораспределительной камеры (рис. 8.6).

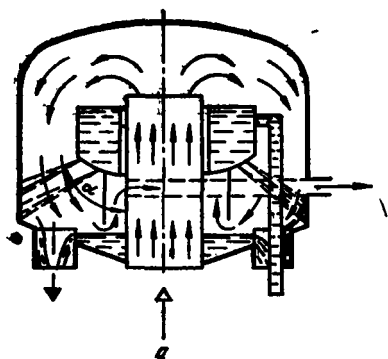
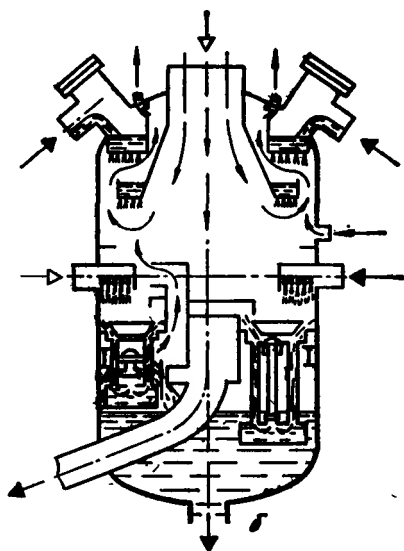


Рис. 8.5. Схема организации потоков воды и пара в смешивающих подогревателях вертикального типа для блоков 300 мВт ХТГЗ



При вертикальном расположении аппарата возникает проблема организации комплексного решения подвода основного конденсата и греющего пара. Подвод пара осуществляется через центральную пароподводящую трубу 1. Это обеспечивает поперечноточное взаимодействие пара со струями воды во втором отсеке струйной ступени подогревателя.

Тарель второго отсека 2 вместе с переходной горловиной пароподводящей трубы подвешивается на опорной конструкции 3, допускающей благодаря шпоночным связям свободу осевых и радиальных перемещений.

При переполнении тарели перелив конденсата осуществляется через буртик 4. В этом случае пелена дождя повышает гидравлическое сопротивление аппарата. Водораспределительная камера 6 и дырчатый лист первого отсека 5 представляют самостоятельный замкнутый элемент конструкции, исключающий движение основного конденсата мимо дырчатого листа. Таким образом, организуется напорное движение струй в первом отсеке. Отсос паровоздушной смеси осуществляется через канал, образованный между пароподводящей трубой

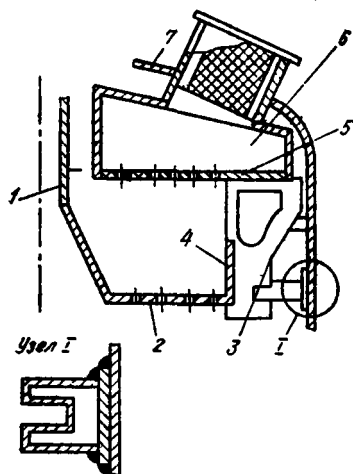


Рис. 8.6. Особенности конструктивного решения головки аппарата типа ПНС-800:

1 — пароподводящая труба; 2 — дырчатый лист второго струйного отсека; 3 — узел опорной конструкции; 4 — переливной буртик дырчатого листа; 5 — дырчатый лист первого отсека; 6 — водораспределительная камера; 7 — кольцевой канал

и водораспределительной камерой в патрубок паровоздушной линии, поэтому и в первом отсеке аппарата обеспечивается поперечноточное движение воды и пара.

Паровое пространство аппарата отделено от конденсатосборника раздельной перегородкой.

Для более плавной регулировки и стабильного удержания уровня конденсата на раздельной перегородке при резких изменениях нагрузки применены обратные клапаны двухуровневого расположения. В зависимости от схемного решения сбросы в объем смешивающего подогревателя осуществляются как в паровое пространство, так и в объем конденсатосборника.

8.3. ТЕПЛОВОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ДЕСОРЕЦИОННЫЙ РАСЧЕТ СМЕШИВАЮЩЕГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Расчет каждого смешивающего подогревателя выполняется для номинального и максимального режимов работы турбоустановки.

Первым этапом теплового расчета является составление теплового баланса для определения полного расхода греющего пара и расхода пара из турбины.

Следующим этапом является определение нагрева воды в струях струйных отсеков и выбора геометрических параметров этих отсеков.

Для определения нагрева воды в струях отсека при поперечном обтекании струй паровым потоком рекомендуется применять зависимости, полученные применительно к условиям работы смешивающих вакуумных подогревателей. Уравнение, записанное в параметрической форме, имеет вид

$$\lg \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2} = 0,053 \frac{L(1 - \Pi)}{r^{0,82}} \sqrt{\left(\frac{W_{ncp}}{W_0}\right)^3 \frac{\rho^* g}{d_0 \sigma}}, \quad (8.1)$$

где W_{ncp} — средняя скорость пара в пучке струй, м/с; W_0 — начальная скорость воды в струях, м/с; L — длина струй, м; d_0 — диаметр отверстий в тарелке, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; σ — поверхностное натяжение для воды на линии насыщения.

Уравнение (8.1) справедливо при следующих параметрах: давление в аппарате 1—130 кПа;

динамическое давление, создаваемое набегающим паровым потоком, $\rho^* W_n^2 = 4—60$ Па;

начальная скорость воды в струях 0,8—1,7 м/с;

диаметр струй $d_0 = 0,002—0,015$ м;

длина струй $L = 0,2—0,7$ м.

Опыт проектирования и эксплуатации смешивающих подогревателей в разных схемах и условиях позволяет рекомендовать начальную скорость истечения воды из отверстий $W_0 = 1$ м/с. При такой скорости практически отсутствует эрозионный износ отверстий, кроме того, слой воды на тарелках $h_{т.с.}$ имеет умеренную высоту.

Для развития поверхности контакта фаз диаметр отверстий в дырчатом листе следует принимать $d_0 = 0,005-0,01$ м, при меньших диаметрах возможно засорение отверстий.

Толщину перфорированных листов тарелок следует принимать равной 6—10 мм. При этом коэффициент расхода через отверстия приблизительно равен $\mu = 0,6$.

Для ограничения конденсирующей способности струй в зоне, выполняющей роль охладителя выпара, диаметр отверстий, а следовательно, и струй принимается равным 0,02 м.

В качестве ограничений на скорость натекания парового потока на струи жидкости принимаются динамические напоры $\rho^* W_n^2$. При $\rho^* W_n^2 < 4$ Па резко падает интенсивность теплообмена. При $\rho^* W_n^2 > 50$ Па наблюдается значительное отклонение струй от вертикального положения и начинается унос капель воды паровым потоком. Поэтому для струйных пучков основного нагрева конденсата рекомендуется $\rho^* W_n^2 = 25-45$ Па, для пучка воздухоохладителя $\rho^* W_n^2 = 5-10$ Па.

В остальном методика теплового расчета и определения геометрических характеристик струйного отсека смешивающего подогревателя полностью повторяет методику расчета струйного отсека термического деаэратора (см. п. 7.4).

Гидравлический расчет предполагает определение потерь давления при течении пара через струи жидкости, местное сопротивление при поворотах и движении в зазорах с целью скорректировать рабочее давление и температуру насыщения в объеме аппарата. Кроме того, в процессе гидравлического расчета уточняется динамический уровень воды на тарелках.

Основная функция смешивающего подогревателя состоит в обеспечении максимального нагрева конденсата. В зависимости от схемы энергоблока требования к деаэрационной способности смешивающего теплообменника изменяются в широких пределах.

Так, в схеме блока без деаэратора повышенного давления при обычном водно-химическом режиме содержание кислорода на выходе из смешивающего подогревателя, последнего по ходу питательной воды, не должно превышать 10 мкг/кг. В случае нейтрально-кислородного водного режима возникает задача обеспечения кислородосодержания на уровне 100—200 мкг/кг. Естественно, требования к десорбционной способности смешивающего подогревателя существенно различны.

Для десорбционного расчета струйного отсека смешивающего вакуумного подогревателя получены следующие уравнения остаточной концентрации компонентов.

Остаточная концентрация кислорода определяется по параметрическому уравнению

$$\lg \frac{c_1}{c_2} = 0,65 \frac{1-\Pi}{\Pi^{0,65}} \sqrt{\frac{L}{d_0} \frac{c_1}{c_{p,n}}}, \quad (8.2)$$

где c_1 — начальная концентрация O_2 на верхней тарели, мг/кг; $c_{p,n}$ — равновесная концентрация O_2 в начале струи, мг/кг; c_2 —

конечная концентрация O_2 на нижней тарели, мг/кг; $Pt = \frac{\gamma}{D}$ — диффузионный критерий Прандтля; D — коэффициент диффузии, m^2/c . Формула получена при начальной концентрации O_2 в воде 0,08—7,0 мг/кг.

Остаточная концентрация CO_2 определяется по параметрическому уравнению

$$\lg \frac{c_1}{c_2} = 5 \cdot 10^{-5} \left(\frac{L}{d_0} \right)^{0,83} \sqrt{\frac{c_1}{c_{p,n}}} \sqrt[3]{K}, \quad (8.3)$$

где c_1 — начальная концентрация CO_2 на верхней тарели, мг/кг; c_2 — конечная концентрация CO_2 на нижней тарели, мг/кг; $c_{p,n}$ — равновесная концентрация CO_2 на верхней тарели, мг/кг; $K = \frac{r}{c_p} (t_2 - t_1)$ — критерий, учитывающий количество пара, конденсирующееся на струях в данном отсеке.

Уравнение (8.3) справедливо для начальной концентрации CO_2 в воде 6—130 мг/кг.

Если остаточная концентрация компонентов, растворенных в питательной воде после струйной ступени, оказывается выше допустимой, то необходимо в объеме конденсатосборника, второго по ходу питательной воды смешивающего подогревателя, разместить барботажную ступень.

Методика расчета и проектирования барботажных ступеней смешивающих подогревателей повторяет методику расчета и проектирования аналогичных ступеней термических деаэраторов.

8.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

В связи с отсутствием трубок смешивающие подогреватели практически не требуют ремонтов. Их подвергают только профилактическим осмотрам и чистке. При осмотрах необходимо обращать внимание на состояние клапанов, целостность сварных швов, перегородок водяных камер, чистоту дырчатых (перфорированных) листов.

При гравитационной схеме условия работы П1 и П2 различны. Верхний подогреватель практически не требует обслуживания, так как не оснащен КИП и водоуказательными приборами. Обслуживание П2, расположенного перед КН2, заключается в наблюдении и поддержании уровня конденсата, а также систематической проверке линии аварийного перелива. Переполнение П2 до аварийного перелива вызывает срыв гидрозатвора.

Опускание уровня в П2 ниже максимального вызывает срыв работы КН2 и перерыв в поступлении воды в деаэратор.

Если в процессе эксплуатации не удастся восстановить уровень в П2, то необходимо снизить нагрузку до такого предела, при котором обеспечивается устойчивое поддержание уровня в П2.

Если снижение уровня произошло вследствие остаточного или самопроизвольного открытия задвижки на байпасной линии регулирующего клапана, нужно проверить положение задвижки и закрыть ее дистанционно или вручную.

8.5. УСТРОЙСТВО ЗАЩИТЫ И АВТОМАТИКИ СМЕШИВАЮЩИХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Опасность быстрого затопления смешивающего подогревателя при выходе из строя регулятора уровня конденсата (или откачивающего насоса) делает необходимым снабжать его защитным устройством, обладающим более высокой надежностью. Как показала практика, таким устройством является безарматурная линия аварийного перелива через гидрозатвор в конденсатор

Дополнительным средством может служить электрическая линия защиты, отключающая конденсатные насосы, которые подают воду в смешивающий подогреватель.

Обратный поток пара из подогревателя в турбину при полном сбросе нагрузки, если в аппарате есть перегородка, отделяющая конденсатосборник, не представляет опасности лопаточному аппарату турбины и не вызывает динамического увеличения частоты вращения ее ротора. Испытания смешивающего подогревателя со встроенной в его корпус перегородкой показали, что скорость падения давления в камере отбора турбины и в паровом отсеке подогревателя в начальное время сброса практически одинаковы. В этом случае установка обратных клапанов на вакуумных паропроводах в качестве защитного устройства от обратного потока пара излишня при установке необходимых устройств внутри аппарата (обратные клапаны на разделительной перегородке).

Контрольные вопросы

1. Какие основные недостатки поверхностных подогревателей сделали неизбежным применение в вакуумной зоне смешивающих теплообменных аппаратов?
2. Какие схемы включения смешивающих подогревателей в системе регенерации низкого давления Вы знаете?
3. Какими достоинствами обладает комбинированная система регенеративного подогрева питательной воды?
4. Методы защиты проточной части турбины от заброса конденсата на смешивающего теплообменника.
5. Почему в эксплуатации отдается предпочтение созданию смешивающих аппаратов струйного типа?
6. Основное преимущество горизонтального смешивающего подогревателя в условиях переменных тепловых нагрузок аппарата.
7. Особенности конструктивного решения вертикальных смешивающих подогревателей.
8. Двухуровневые обратные клапаны на разделительной перегородке смешивающих подогревателей.
9. Особенности эксплуатации смешивающих подогревателей.
10. Устройства защиты и автоматики смешивающих аппаратов.
11. Организация защиты смешивающих подогревателей от переполнения основным конденсатом в нерасчетных режимах работы.

Глава 9. БАШЕННЫЕ ГРАДИРНИ

Установки непрерывного охлаждения воды замкнутых систем технического водоснабжения применяются тогда, когда существует дефицит пресной воды в силу невозможности использования воды рек и открытых водоемов.

В условиях растущей концентрации промышленных производств применение градирен (как систем рассеивания низкопотенциальной энергии охлаждающей воды конденсаторов паровых турбин) — практически единственный метод рассеивания низкопотенциальной энергии в атмосферу.

Градирня представляет собой тепло- и массообменный аппарат, в котором перенос тепла от воды, как охладителя рабочего тела паросиловой установки (например, в конденсаторе турбоустановки), в окружающую среду осуществляется конвекцией при взаимодействии потоков воды и воздуха, а также испарением на границе раздела фаз.

Основной поток тепла отводится вследствие испарения некоторого количества воды на границе раздела фаз и переноса массы испарившейся воды в воздух. Поэтому основными элементами градирен являются устройства, обеспечивающие взаимодействие потоков горячей воды и воздуха, а также движение срод.

9.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГРАДИРЕН

По признаку организации движения воздуха градирни классифицируются на: атмосферные — поступление воздуха в объем аппарата продувкой ветром; вентиляторные — движение воздуха в объеме градирни создается вытяжными или нагнетательными вентиляторами; башенные — движение создается естественной тягой воздушного потока вследствие разности плотностей нагретого воздуха в башне и холодного вне ее.

По принципу организации поверхности теплообмена в оросителях градирни можно разделить на капельные и пленочные.

Движение воздуха по отношению к воде может быть противоточным, поперечноточным и смешанным.

Градирни атмосферные (открытого типа) — это охладители с малыми расходами воды от 1 до 350 м³/час.

Вентиляторные градирни с гидравлической нагрузкой до 5000 м³/ч — для одиночных одновентиляторных градирен и секционных с нагрузкой на секцию 750, 1000 и 1500 м³/ч. Градирни такого типа широко применяются на промышленных предприятиях со средним расходом охлаждающей воды. Они обеспечивают более устойчивое охлаждение воды, чем атмосферные градирни, и допускают автоматизацию для удержания температуры воды на заданном уровне.

Башенные градирни проектируются на высокие гидравлические нагрузки в пределах от $7 \cdot 10^3$ до $10 \cdot 10^3$ м³/ч на одну башню при плотности орошения от 6 до 12 м²/(м² · ч). По величине допустимых гидравлических нагрузок башенные градирни являются единственным типом аппаратов, пригодных для практического применения в энергетике.

Особый тип градирен представляют так называемые сухие градирни, в которых охлаждение технической воды происходит в радиаторах. Такого типа аппараты рекомендуется применять лишь в зонах предельного дефицита пресной воды.

9.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ БАШЕННЫХ ГРАДИРЕН

Каждая башенная градирня характеризуется следующими параметрами: площадью орошения $F_{ор}$, м²; высотой вытяжной башни H , м; объемной производительностью V , м³/ч; плотностью орошения q , м³/м²/ч; степенью охлаждения воды Δt , °С.

Любая башенная градирня как теплообменный аппарат включает: устройство взаимодействия потоков воды и воздуха (ороситель); устройство, обеспечивающее равномерное распределение и движение жидкости (водораспределительная система); устройство, обеспечивающее движение воздуха (вытяжная башня), а также вспомогательные устройства и водосборный бассейн; водоулавливающее устройство (каплеуловитель), устройство управления и регулирования потока воздуха.

На рис. 9.1 показана принципиальная схема градирни тепловой электростанции с башней каркасного типа. Горячая вода от конденсатора поступает по водоводу 9 и стоякам 5 к магистральным трубам водораспределительной системы и разбрызгивается над оросителем 2. Опускаясь, вода в виде пленок на пленочном оросителе или в виде капель на капельном оросителе охлаждается восходящим потоком воздуха. Насыщенный водяными парами нагретый воздух, поднимаясь вверх, проходит через водоулавливающее устройство 6, в котором отделяются капли воды. Охлажденная вода в виде дождя стекает в водосборный бассейн 4. Козырек 8 улучшает условия входа воздуха в градирню. Жалюзийное устройство 7 используется для регулирования поступления холодного воздуха в градирню в холодное время года.

Строящиеся градирни с башней из стального каркаса выполняются в сечении квадратными или в виде многоугольника. Форма сечения башни в виде восьмиугольника, двенадцатиугольника,

шестнадцатиугольника получила наибольшее распространение. Стальной каркас из специальной стали, покрытый антикоррозионной краской, выдерживает нагрузку при минус 30 °С.

Волнистые асбоцементные листы обшивки башни пропитываются петролатумом или каменноугольным пеком. Деревянная обшивка выполняется из антисептированной дре-

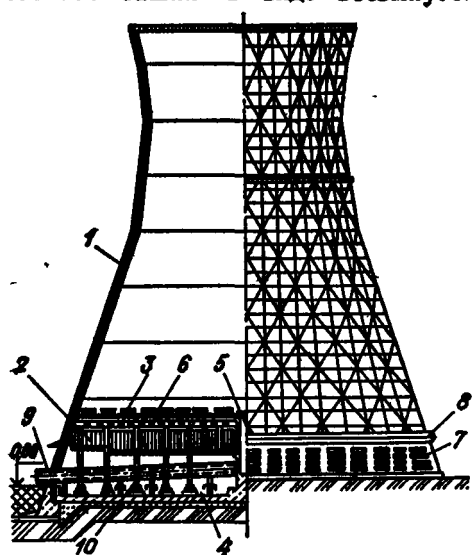


Рис. 9.1. Башенная градирня каркасного типа:

1 — башня; 2 — ороситель; 3 — магистральные трубы водораспределения; 4 — водосборный бассейн; 5 — стояки; 6 — водоулавливающее устройство; 7 — жалюзийное устройство; 8 — козырек; 9 — главный водовод; 10 — железобетонные колонны

Рис. 9.2. Градири с гиперболической железобетонной башней:

1 — башня; 2 — оросительное устройство; 3 — водосборный бассейн; 4 — опорные колонны

весины. Монтаж асбоцементной обшивки производится одновременно с монтажом каркаса башни. Деревянные обшивки монтируются после полного окончания всех сварочных работ.

Для больших градирен в качестве обшивки применяются алюминиевые листы — плоские толщиной 2 мм или гофрированные толщиной 1,2 мм.

В больших башнях в целях устойчивости сооружения применяется круглая форма сечения или приближающаяся к ней форма равностороннего многоугольника.

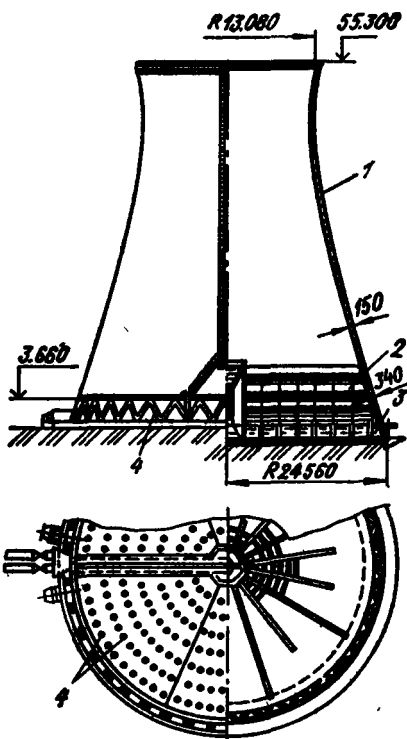
Обшивка из волнистых асбоцементных листов крепится к ригелям каркаса болтами или пружинными скобами. Стыки между листами проконопачивают и заполняют асбоцементными растворами или асбоцементной смесью на тугоплавком битуме.

Вытяжные башни градирен различны как по форме, так и по конструктивным решениям.

Градири с площадью орошения до 1000 м^2 выполняются с каркасно-обшивочными башнями формы усеченной многогранной пирамиды. Градири средней производительности с площадью орошения до 2000 м^2 — с монолитными железобетонными коническими, цилиндрическими и гиперболическими вытяжными башнями. Градири большой производительности (площадь орошения $2500 - 9200 \text{ м}^2$) — с монолитными железобетонными гиперболическими башнями (рис. 9.2).

Гиперболические башни по сравнению с цилиндрическими обеспечивают более высокий эффект охлаждения воды вследствие лучшей аэродинамики воздушного потока. Они более устойчивы к ветровым нагрузкам, имеют уменьшенную массу металла и расход бетона.

Строительство монолитных железобетонных башен ведется по поясам с заливкой в металлическую опалубку. Тело вытяжной башни имеет переменную толщину из условий равной прочности всех сечений по высоте, а также снижения нагрузки на фундамент. Поскольку наружный воздух должен поступать во внутреннее



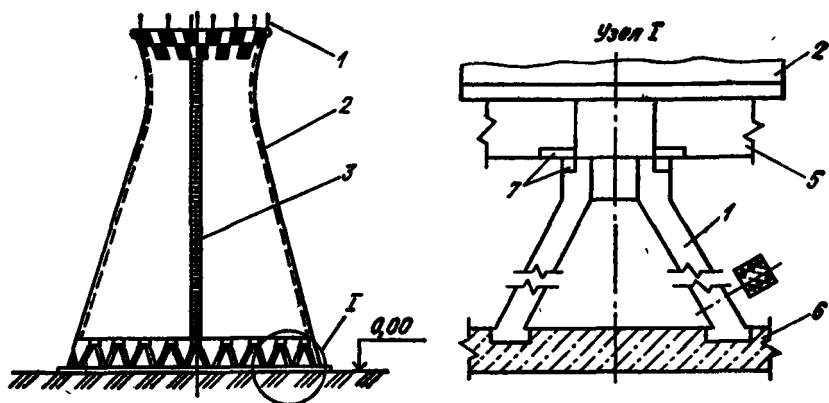


Рис. 9.3. Общий вид гиперболической вытяжной башни и опорная конструкция: 1 — молниезащита; 2 — тело башни; 3 — лестница обслуживания; 4 — опора; 5 — верхний силовой пояс; 6 — фундамент; 7 — закладные детали

пространство башни, то тело башни отделяется от фундамента опоры, представляющими самостоятельную конструкцию.

Опорная конструкция башни — железобетонные опоры, размещенные на фундаменте и связанные в единую систему силовым поясом (рис. 9.3). Заливка силового пояса после установки закладных деталей и сварки с элементами каркаса делает опорную конструкцию башни монолитной. Водосборный бассейн сооружается бетонированием чаши внутри фундаментной конструкции вытяжной башни (рис. 9.4).

Таким образом, фундамент вытяжной башни является одновременно стенкой водосборного бассейна. Чтобы исключить фильтрацию воды через основание бассейна, необходимо осуществить его гидроизоляцию. На стыках соединения с фундаментом и опорными

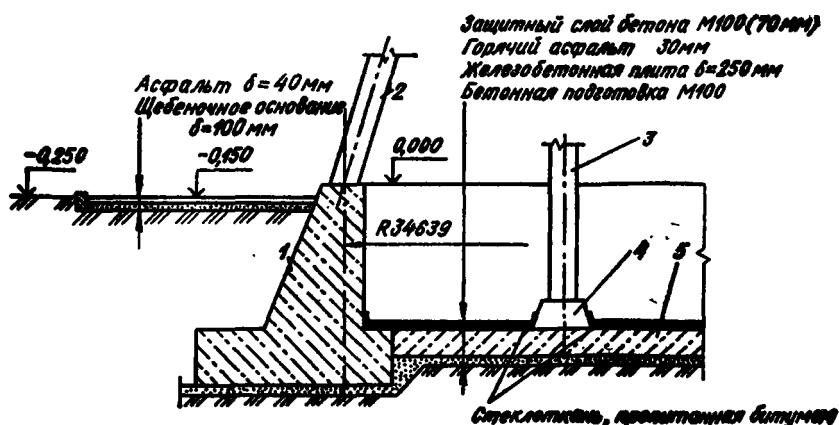
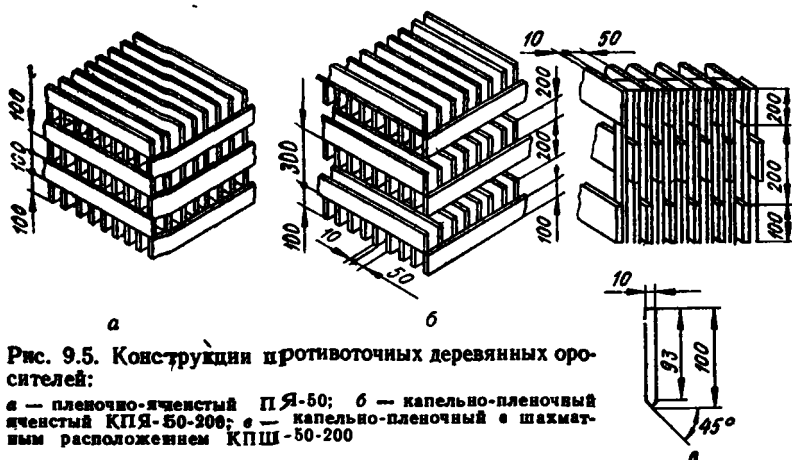


Рис. 9.4. Водосборный бассейн:

1 — фундамент гиперболической вытяжной башни; 2 — опора башни; 3 — колонна оросительного устройства; 4 — фундамент колонны; 5 — основание бассейна



тумбами каркаса оросителя применяется прокладка стеклоткани с пропиткой битумом. Эффективность работы градирен в основном зависит от конструктивного совершенства оросителя, который располагается на пути движения воды и воздуха.

Установлено, что противоточное движение воды и воздуха в оросителе обеспечивает максимальную разность энтальпий воздуха и наиболее интенсивное течение испарительного процесса охлаждения в градирне. Замена поперечно-противоточного оросителя капельного типа на противоточное обеспечивает значительное сокращение площади градирни, т.е. повышение эффективности работы градирни.

Южным отделением Союзтехэнерго проводились конструктивные работы по совершенствованию противоточных оросителей. Испытание таких оросителей, выполненных в виде блоков из брусков и досок, позволило выявить наиболее эффективные из них (рис. 9.5).

Пленочный ороситель ячеистого типа ПЯ-50 состоит из взаимно перекрещенных рядов досок сечением 10×100 мм, поставленных на ребро и образующих в плане ячейки размером 50×50 мм.

Ячеистый капельно-плечный ороситель КПЯ-50-200 имеет в каждом ярусе два ряда взаимно пересекающихся досок с площадью сечения 10×100 мм и образует в плане ячейки 50×50 мм; расстояние между ярусами (по высоте) 200 мм.

Капельно-плечочный ороситель КПШ-50-200, в котором ячейки по высоте располагаются в шахматном порядке, состоит из досок площадью сечения 10×100 мм и брусков 20×30 мм, связанных в блоки оцинкованными гвоздями; расстоянием между досками в горизонтальных рядах 50 мм, а по вертикали 200 мм.

Анализ результатов исследований различных оросительных устройств показывает, что оптимальное расстояние лежит в пределах 40—50 мм. При меньшем расстоянии происходит резкое снижение коэффициентов тепло- и массопереноса с поверхности, увеличивается коэффициент гидравлического сопротивления оросителя.

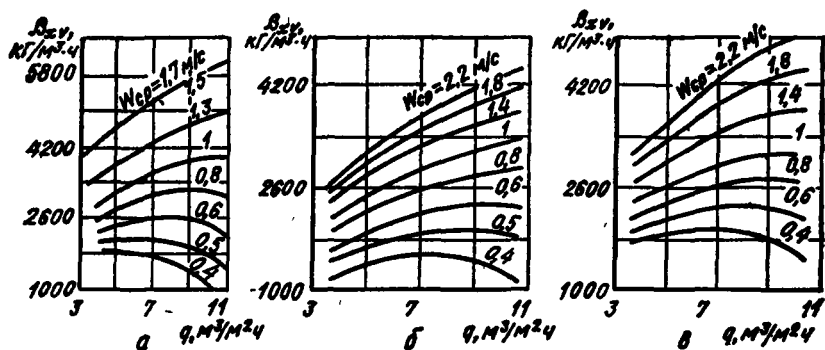


Рис. 9.6. Зависимость коэффициента объемного массопереноса β_{xv} от плотности орошения и скорости воздуха:

а — ороситель типа ПЯ-50; б — ороситель КПЯ-50-200; в — ороситель КПШ-50-200

Ячейчатое оросительное устройство высотой $h_{\text{ор}} = 2,86$ м применялось при модернизации градирни площадью орошения 1200 м².

При сравнительно небольшой высоте (2,5—3 м) ячейчатый ороситель обладает высокой эффективностью и может работать с плотностью орошения 7—10 м³/(м² · ч) в башенных градирнях.

Для оросителей капельно-плёночных типа КПЯ-50-200 и КПШ-50-200 требуются меньшие затраты лесоматериала по сравнению с оросителем типа ПЯ-50. В диапазоне скоростей воздуха 0,5—1 м/с, наблюдающихся в башенных градирнях, указанные оросители по эффективности мало отличаются от ПЯ-50 и могут применяться при высоте оросителя $h_{\text{ор}} = 3 \div 4$ м. В зависимости от скорости воздуха

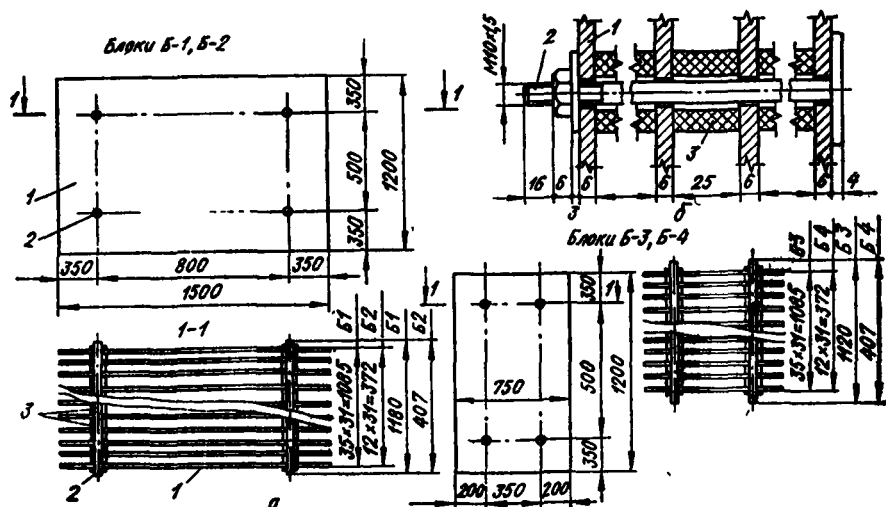


Рис. 9.7. I — Блоки оросителя:

1 — асбоцементные листы; 2 — стяжной болт; 3 — дистанционирующие керамические шайбы.

II — Крепление асбоцементных листов оросителя в блоках:

1 — асбоцементный лист; 2 — стяжной болт; 3 — керамическая дистанционирующая шайба

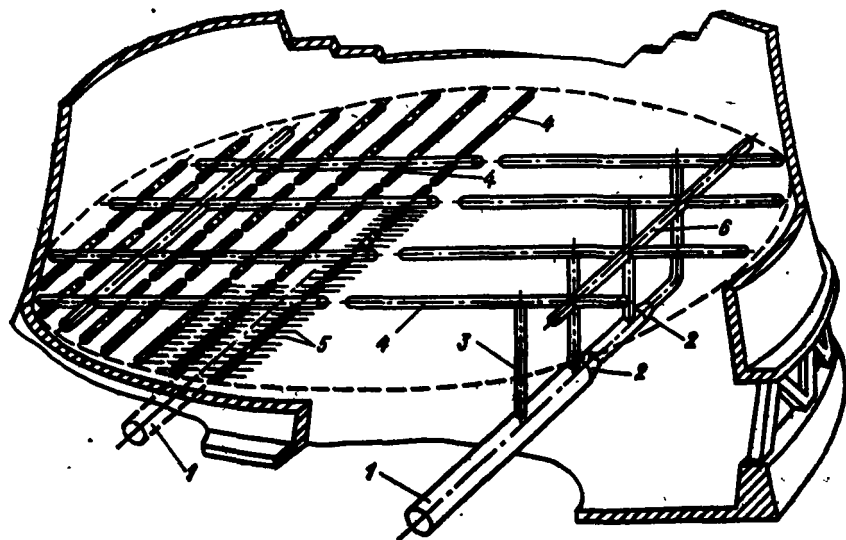


Рис. 9.8. Общая схема водораспределительного устройства:

1 — основной (магистральный) трубопровод подвода циркуляционной воды; 2 — переходной конус; 3 — стояк; 4 — распределительные коллекторы; 5 — рабочие трубопроводы; 6 — уравнивательная линия

плотность дождя в капельно-пленочных оросителях башенных градирен может меняться в пределах $6-10 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Принятая плотность дождя должна соответствовать максимальному значению объемного коэффициента массоотдачи — $\beta_v \times \text{кг/м}^3 \cdot \text{ч}$ (рис. 9.6).

Оросители современных башенных градирен с большой объемной производительностью выполняются из пакетов асбоцементных листов. Пример выполнения пакетов для градирни с площадью орошения $F_{\text{ор}} = 3200 \text{ м}^2$ показан на рис. 9.7. Все пакеты имеют стандартную высоту 1200 мм. В зависимости от диаметра башни на уровне установки пакетов пластин для полного заполнения сечения пакеты выполняются в виде блоков с различным числом и длиной пластин. Для обеспечения постоянного шага между пластинами устанавливаются дистанционирующие керамические втулки. Пакет стягивается четырьмя стяжными болтами и устанавливается на несущих элементах каркасной системы. Обычно ороситель выполняется в двухъярусном варианте. Пакеты пластин второго яруса укладываются на деревянные балки после монтажа первого яруса.

Равномерный подвод горячей воды после конденсатора к пакетам оросителя в башенной градирне и равную плотность орошения обеспечивает водораспределительная система (рис. 9.8). Она включает в себя основные водоводы, стояки, распределительные коллекторы, рабочие трубопроводы, уравнивательные линии, распылительные форсунки, опорные конструкции и элементы орошения системы. Для обеспечения свободы тепловых расширений главных водоводов используются роликовые опоры качения. Рабочие трубо-

ных решеток, устанавливаемых на ригели каркасной системы. Гидравлическое сопротивление такого каплеуловителя мало, однако эффективность улавливания жидкости очень низкая (рис. 9.9).

Поскольку гидравлические сопротивления каплеуловителя сухого оросителя и воздухозаборного канала, образованного опорной конструкцией башни, практически постоянны, то для регулирования скорости течения воздуха в вытяжной башне применено воздухорегулирующее устройство. Оно представляет собой систему поворотных щитов (рис. 9.10), создающих в зависимости от открытия переменное гидравлическое сопротивление.

9.3. СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Атмосферный воздух всегда содержит некоторое количество водяного пара, поэтому он может быть рассмотрен как газовая смесь сухого воздуха и водяного пара, тогда, согласно закону Дальтона, давление влажного воздуха P_6 равно сумме парциальных давлений сухого воздуха P_a и водяного пара P_n :

$$P_6 = P_a + P_n. \quad (9.1)$$

Количество водяного пара, содержащегося в 1 м³ воздуха, является его абсолютной влажностью и плотностью компонента ρ_n .

Для влажного воздуха при атмосферном давлении и температурах ниже 100 °С максимально возможное количество водяного пара, содержащегося в 1 м³ смеси, определяется условием, что парциальное давление водяного пара не может быть больше давления насыщенного пара при данной температуре. Воздух, содержащий предельное количество водяного пара ρ_n при данной температуре, является насыщенным.

Относительная влажность воздуха характеризуется отношением

$$\varphi = \frac{P_n}{P_a} = \frac{\rho_n}{\rho_a}. \quad (9.2)$$

Тогда парциальное давление пара и сухого воздуха, выраженное через давление смеси и относительную влажность, представим как

$$P_n = \varphi P_a; \quad (9.3)$$

$$P_a = P_6 - \varphi P_a. \quad (9.4)$$

Содержание водяного пара в смеси характеризуется влагосодержанием

$$x = \frac{\rho_n}{\rho_a}. \quad (9.5)$$

Поскольку для компонентов влажного воздуха справедливы уравнения состояния идеальных газов

$$\rho_a = \frac{P_a}{R_a T_a}; \quad (9.6)$$

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n T_n}, \quad (9.7)$$

Таблица 2.1. Упругость и влагосодержание воздуха при полном насыщении

Температура, °С	Масса 1 м³ сухого воздуха, кг	Упругость насыщающих водяных паров, кПа	Содержание водяных паров, кг/м³	Влагосодержание на 1 кг сух. в., кг/кг	Теплосодержание влажного воздуха кДж/кг сух. в.
25	1,185	3,16	0,0230	0,0200	76,62
26	1,181	3,35	0,0244	0,0214	80,81
27	1,177	3,56	0,0258	0,0226	86,67
28	1,173	3,77	0,0272	0,0240	92,11
29	1,169	4,00	0,0287	0,0256	96,30
30	1,165	4,23	0,0304	0,0272	100,5
31	1,161	4,48	0,032	0,0288	106,8
32	1,157	4,74	0,0338	0,0306	113,0
33	1,154	5,02	0,0357	0,0325	119,3
34	1,150	5,31	0,0376	0,0344	125,6
35	1,146	5,61	0,0396	0,0356	131,9
36	1,142	5,93	0,0440	0,0388	138,2
37	1,139	6,26	0,0463	0,0411	145,3
38	1,135	6,61	0,0488	0,0435	154,9
39	1,132	6,97	0,0512	0,0460	164,5
40	1,128	7,36	0,0538	0,0488	173,8
41	1,124	7,76	0,0565	0,0517	182,1
42	1,121	8,18	0,595	0,0548	188,4
43	1,117	8,62	0,0625	0,0580	196,8
44	1,114	9,08	0,0625	0,0613	205,2
45	1,110	9,56	0,0655	0,0650	217,7

то, подставляя (9.6) и (9.7) в (9.5), получим

$$x = 0,622 \frac{P_n}{P_\delta} = 0,622 \frac{\Phi P_n}{P_\delta - \Phi P_n}. \quad (9.8)$$

Теплосодержание влажного воздуха равно сумме теплосодержаний 1 кг сухого воздуха и x кг водяного пара

$$i_{\text{вл.в}} = i_n + x,$$

или

$$i_{\text{вл.в}} = c_{p,n} \theta + (c_{p,n} \theta_n + r_n) x. \quad (9.9)$$

Плотность влажного воздуха равна

$$\rho_{\text{вл.в}} = \rho_n + \rho_n = \frac{P_\delta - \Phi P_n}{R_n T_n} + \Phi \rho_n. \quad (9.10)$$

Теплоемкость влажного воздуха

$$c_{\text{вл.в}} = c_n + x c_n. \quad (9.11)$$

Газовая постоянная влажного воздуха примет вид

$$R_{\text{вл.в}} = \frac{R_n + x R_n}{1 + x}. \quad (9.12)$$

Тогда плотность влажного воздуха запишем как

$$\rho_{\text{вл.в}} = \frac{P_\delta}{R_{\text{вл.в}} T_n}. \quad (9.13)$$

Максимальное весовое количество водяного пара, которое может содержаться во влажном воздухе на 1 кг заключающегося в нем сухого воздуха обозначается через x'' . С повышением температуры воздуха значения максимального влагосодержания, а следовательно, и влагопоглощающая способность воздуха быстро растут, как это видно из табл. 9.1.

9.4. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НА ПЛЕНОЧНОМ ОРОСИТЕЛЕ

Пленочный ороситель представляет собой систему плоско-параллельных каналов, в которых происходит взаимодействие движущейся вниз по оросителю в виде пленки жидкости и поднимающегося в противоточном или поперечноточном направлении потока воздуха.

Поскольку толщина пленки жидкости на оросителе может изменяться по высоте и от ячейки к ячейке, то вводится некоторая среднemasовая скорость — плотность орошения

$$q = \frac{G_{ж}}{F_{op}}, \quad (9.14)$$

где $F_{op} = nbl$ — площадь оросителя в плане; n — число параллельных каналов в оросителе.

Горячая вода на ороситель поступает в количестве $G_{ж1}$ с температурой t_1 и вытекает в количестве $G_{ж2}$ с температурой t_2 . Противотоком в градирню поступает влажный воздух с параметрами θ_1 , ϕ_1 , x_1 , i_1 в количестве $G_{в1}$. После оросителя влажный воздух имеет параметры θ_2 , ϕ_2 , x_2 , i_2 .

В пленочном оросителе взаимодействие потоков сопровождается переносом тепла и массы вещества через границу раздела жидкой и газообразной фазы (рис. 9.11).

Выделим некоторый элемент объема оросителя высотой (рис. 9.12). Ограничимся рассмотрением каналов с одномерным течением жидкости и воздуха в направле-

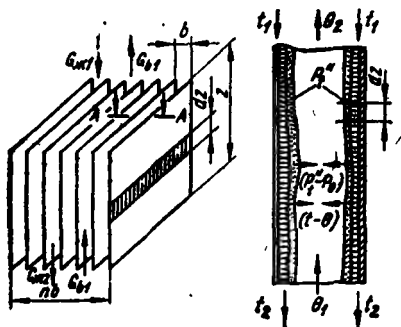


Рис. 9.11. Расчетная схема пленочного оросителя

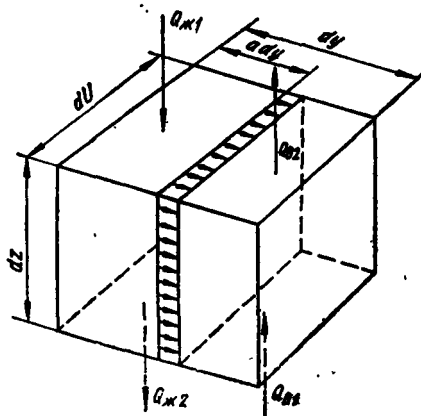


Рис. 9.12. К выводу дифференциального уравнения тепло- и массопереноса в элементе пленочного оросителя

нии оси z . Количество тепла, внесенное в элемент объема пленки движущейся жидкостью,

$$G_{ж1} = c_{pж} q adydu dt.$$

Количество тепла, вышедшее через противоположную грань в направлении z ,

$$Q_{ж1} = c_{pж} \left(q + \frac{\partial q}{\partial z} dz \right) \left(t + \frac{dt}{\partial z} dz \right) adydu.$$

Приращение количества тепла в элементе объема пленки жидкостн найдем как

$$dQ_{ж1} = Q_{ж1} - Q_{ж1} = -c_{pж} \left(q \frac{\partial t}{\partial z} + t \frac{\partial q}{\partial z} \right) adv.$$

Количество тепла, внесенное в элемент объема воздуха через нижнюю грань, составляет

$$Q_{в1} = c_{pв} W \rho_v (1 - a) dydu \theta.$$

Количество тепла, вышедшее через верхнюю грань в направлении z , будет

$$Q_{в2} = c_{pв} \rho_v W \left(\theta + \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) (1 - a) dydu.$$

Приращение количества тепла в элементе объема движущегося воздуха составит

$$dQ_{в1} = Q_{в2} - Q_{в1} = c_{pв} \rho_v W \frac{\partial \theta}{\partial z} (1 - a) dv.$$

Поскольку изменение количества тепла в потоке жидкостн должно быть равно изменению количества тепла в потоке воздуха, то

$$c_{pв} \rho_v W \frac{\partial \theta}{\partial z} = c_{pж} \left(q \frac{\partial t}{\partial z} + t \frac{\partial q}{\partial z} \right). \quad (9.15)$$

Количество жидкостн, вошедшее в элемент объема через сечение $adydu$, будет равно

$$\delta G_{ж1} = q adydu.$$

Количество жидкостн, проходящее через противоположную грань элемента объема, найдем как

$$\delta G_{ж2} = \left(q - \frac{\partial q}{\partial z} dz \right) adydu.$$

Изменение количества жидкостн, заключенной в объеме элемента, будет

$$dG_{ж1} = \frac{\partial q}{\partial z} adv.$$

Вместе с тем изменение количества жидкостн, заключенной в элементе объема, равно количеству вещества, перенесенному через поверхность $dudz$, согласно закону Дальтона, как

$$dG_{ж1} = \beta_P (P_i - P) dudz,$$

тогда

$$\frac{\partial q}{\partial z} = \beta_{P_v} (P_i' - P). \quad (9.16)$$

Приращение количества тепла в элементе объема пленки жидкости $dQ_{ж}$ вместе с тем равно сумме количеств тепла, перенесенного конвекцией и испарением (массопереносом); запишем

$$c_{p,ж} q \frac{\partial t}{\partial z} = \alpha_v (t - \theta) + r_i \beta_{P_v} (P_i' - P). \quad (9.17)$$

Перенос жидкости испарением в воздушный поток изменяет его влагосодержание. Запишем количество водяных паров в воздушном потоке, вошедших в элемент объема через нижнее сечение, как

$$G_{ж,1}^* = \rho_{\text{в}} W x (1 - a) dy du.$$

Количество водяных паров в воздушном потоке, прошедших через верхнюю грань элемента, составит

$$G_{ж,2}^* = \rho_{\text{в}} W \left(x + \frac{\partial x}{\partial z} dz \right) (1 - a) dy du.$$

Тогда приращение количества паров, заключенных в элементе объема воздушного потока, будет

$$G_{ж,2}^* - G_{ж,1}^* = \rho_{\text{в}} W \frac{\partial x}{\partial z} dz (1 - a) dy du.$$

Поскольку изменение содержания влаги в воздушном потоке равно количеству ее, перенесенной испарением через поверхность взаимодействия фаз, то

$$\rho_{\text{в}} W (1 - a) dy du dz \frac{\partial x}{\partial z} = \beta_v (P_i' - P) du dz. \quad (9.18)$$

Используя (9.18), получим

$$\frac{\partial x}{\partial P} = 0,622 \frac{P_6}{(P_6 - P)^2},$$

тогда (9.18) преобразуется к виду

$$\rho_{\text{в}} W \frac{\partial P}{\partial z} = \beta_{P_v} \frac{(P_6 - P)^2}{0,622 P_6} (P_i' - P). \quad (9.19)$$

Уравнения (9.15), (9.16), (9.17), (9.19) составляют систему относительно переменных q , t , θ , P в пленочном оросителе для случая ненасыщенного воздуха.

Если пренебречь изменением массовой скорости жидкости по высоте оросителя и принять $P_{\text{в}} = P_6 - P_{\text{п}} = \text{const}$, то система уравнений, описывающих изменение состояния теплоносителей по высоте оросителя, примет вид

$$\frac{d\theta}{dz} = \frac{k_{\alpha} \alpha_v}{c_{p,ж} (\rho_{\text{в}} W)} (t - \theta); \quad (9.20)$$

$$\frac{dP}{dz} = \frac{k_{\beta} \beta_{x_0} P_0}{(\rho_0 W) P_0} (P_i - P); \quad (9.21)$$

$$\frac{dt}{dz} = \frac{c_{p_0} (\rho_0 W)}{c_{p_{\text{ж}}} q} \frac{d\theta}{dz} + \frac{r_t (\rho_0 W)}{1,61 P_0 c_{p_{\text{ж}}} q} \frac{dP}{dz}. \quad (9.22)$$

При этом необходимо иметь в виду, что $\beta_{x_0} = 1,61 P_0 \beta_{p_0}$. Значения объемных коэффициентов теплоотдачи α_0 и массоотдачи β_{x_0} определяются по эмпирическим уравнениям.

Для расчета пленочных оросителей башенных градирен можно воспользоваться уравнениями, полученными Л. Д. Берманом:

$$\beta_{x_0} = 635 (\rho_0 W)^{0,59} q^{0,3}; \quad (9.23)$$

$$\alpha_0 = 0,29 \beta_{x_0}. \quad (9.24)$$

Для группы пленочных оросителей вентиляторных и башенных градирен может быть рекомендовано уравнение

$$\beta_{x_0} = A \left(\frac{G_{\text{ж}}}{G_0} \right)^{-m} q. \quad (9.25)$$

Значения коэффициентов A и m приведены в табл. 9.2.

Задача расчета изменения параметров теплоносителей по высоте оросителей, описываемая системой обыкновенных дифференциальных уравнений (9.15), (9.16), (9.17), (9.19) или (9.20) — (9.22), может быть реализована на ЭВМ инженерных расчетов типа «Напирн».

Таблица 9.2. Расчетные коэффициенты оросителей

Тип	Высота h , м	A , м^{-1}	m	$\beta_{\text{сух.ор}}$, м^{-1}	$K_{\text{ор}}$, м^{-1}
Пленочный — деревянные прямоугольные бруски, поставленные на ребро					
№ 1	3,7	0,514	0,223	2,34	0,082
№ 2	4,7	0,333	0,513	1,19	0,046
Капельный — деревянные прямоугольные бруски					
№ 1	3,7	0,308	0,341	8,92	0,052
№ 2	4,7	0,258	0,399	5,83	0,029
№ 3	3,7	0,265	0,519	5,83	0,029
№ 4	2,7	0,31	0,544	5,83	0,029
Капельно-пленочный					
№ 1	4,7	0,324	0,733	4,64	0,086
№ 2	3,7	0,284	0,532	4,64	0,086
Асбоцементный однорусный с вертикальными волнистыми листами и расстояниями между ними					
№ 1 ($\delta = 15$ мм)	2,8	0,468	0,657	6,75	0,049
№ 2 ($\delta = 25$ мм)	2,8	0,441	0,663	4,36	0,037
№ 3 ($\delta = 35$ мм)	2,8	0,368	0,518	3,6	0,026
№ 4 ($\delta = 45$ мм)	2,8	0,345	0,527	3,11	0,013

К», «Мир-2», имеющих стандартные программы решения обыкновенных дифференциальных уравнений. В качестве начальных условий задаются: распределение плотности орошения в распределительном устройстве:

$$q = q_0(x, y) \text{ при } z = h_{\text{ор}};$$

температура горячей воды задается постоянной:

$$t = t_s \text{ при } z = h_{\text{ор}};$$

параметры воздуха задаются относительной влажностью:

$$\varphi = \frac{P}{P_s} \text{ при } z = 0;$$

на участке распределительного устройства принимаются условия отсутствия тепло- и массообмена с окружающей средой:

$$\frac{d\theta}{dz} = 0; \quad \frac{dP}{dz} = 0 \text{ при } z = h_{\text{ор}};$$

для скорости воздуха достаточным условием является задание ее по высоте оросителя

$$W = W_0(z).$$

Разбив исследуемую область оросителя равношаговой по его высоте сеткой с шагом Δz , можно аппроксимировать систему уравнений (9.20—9.22) системой алгебраических уравнений относительно сеточных функций θ_i , t_i , P_i .

Поскольку в оросителях схема течения противоточная и заданными при выбранной высоте оросителя являются температуры горячей воды и воздуха на входе, то, начиная расчет со стороны входа воздуха, необходимо задать температуру воды на выходе. Задача решается для нескольких значений скорости воздуха в оросителе и температур воды на выходе из оросителя. Затем строится зависимость температуры воды на входе от скорости воздуха, что позволяет определить необходимую скорость, соответствующую температуре горячей воды.

Приняв шаг по пространственной координате Δz , запишем систему алгебраических уравнений, аппроксимирующих систему (9.20—9.22), разрешенную относительно неизвестных функций θ_i , P_i , t_i :

$$\theta_{i+1} = \frac{k_a \alpha_w}{c_{p_s} (\rho_s W)} \Delta z (t_i - \theta_i) + \theta_i; \quad (9.26)$$

$$P_{i+1} = \frac{k_\beta \beta_{x_s} P_s}{(\rho_s W) P_0} \Delta z [P_i^* - \varphi_i P_{\theta_i}] + P_i; \quad (9.27)$$

$$t_{i+1} = \frac{c_{p_s} (\rho_s W)}{c_{p_m} q} (\theta_{i+1} - \theta_i) + \frac{r_i (\rho_s W)}{1,61 c_{p_m} q P_s} (P_{i+1} - P_i) + t_i, \quad (9.28)$$

где $i = 0, 1, 2, 3, \dots, n$, когда $n = h_{ор}/\Delta z$. Вычислив для исходных данных коэффициенты

$$A = \frac{k_a \alpha_0}{c_{p_a} (\rho_a W)} \Delta z; \quad B = \frac{k_p \beta_{x_v} P_a}{(\rho_a W) P_0} \Delta z;$$

$$D = \frac{c_{p_a} (\rho_a W)}{c_{p_{ж}} q}; \quad E = \frac{r_i (\rho_a W)}{1,61 P_a c_{p_{ж}} q}$$

и задав значения t_0, θ_0, P_0 , последовательно для всех значений i вычислим распределение температуры воды t , температуры воздуха θ и парциального давления водяного пара P по высоте оросителя ($i = 1, 2, \dots, n$). Как видно, система алгебраических уравнений (9.26—9.28) может быть легко разрешена с помощью микрокалькулятора.

Математическая модель пленочного оросителя, описанная системой уравнений (9.20—9.22) или более точной системой (9.15), (9.16), (9.17), (9.19), позволяет при заданной плотности орошения, температуре и относительной влажности воздуха на входе в ороситель выбрать необходимую скорость воздуха и высоту оросителя, обеспечивающих заданный уровень охлаждения жидкости в градирне. По найденной скорости воздуха, плотности орошения, гидравлическому сопротивлению оросителя можно выбрать необходимое аэродинамическое вытяжное устройство.

Величина тяги башенной градирни определяется разностью статических напоров внутри башни и вне ее, тогда можно записать

$$Z = (H_0 + 0,5h_{ор}) (\rho_a - \rho_a) g, \quad (9.29)$$

где H_0 — высота вытяжной башни от верха оросителя, м; $h_{ор}$ — высота оросителя, м; ρ_a , ρ_a — плотность воздуха на входе и выходе из оросительного устройства, кг/м³.

Потерю напора на преодоление гидравлических сопротивлений градирни запишем как

$$Z' = \xi_{общ} \frac{\rho_{ор} W^2}{2}, \quad (9.30)$$

$$\text{где} \quad \rho_{ор} = 0,5 (\rho_a + \rho_a);$$

$\xi_{общ}$ — коэффициент гидравлического сопротивления течению воздуха в градирне; W — скорость воздушного потока в оросителе.

Решая совместно уравнение (9.29) и (9.30), определим скорость воздушного потока в оросителе при выбранных конструктивных параметрах $h_{ор}$, $\xi_{общ}$ и H_0 .

Чтобы по заданным условиям работы оросителя, температуре горячей воды на входе в ороситель t , параметрам воздуха θ и ϕ , плотности орошения q решить проблему выбора оптимальной скорости W , целесообразно использовать графо-аналитический метод. Построим на графике семейство характеристик $Z(H_0)$, характеристику Z' и кривую изменения температуры воды на входе в ороситель,

Таблица 9.3. Свободные данные о коэффициентах теплоотдачи, массоотдачи и коэффициентах уравнений (9.26) — (9.28)

Режим	W_α	K_α	K_β	$\alpha_{\text{в}},$ Вт/м ² · град	$\beta_{\text{в}},$ кг/м ² · ч	A	B	D	E
1	0,8	0,95	0,95	550	2200	0,163	0,150	0,112	1,744
2	1,0	0,95	0,95	640	2560	0,150	0,138	0,141	2,188
3	1,2	0,95	0,95	710	2840	0,138	0,128	0,168	2,617

полученную в результате решения системы уравнений (9.26) — (9.28), а также кривую изменения температуры воды на выходе из оросителя. По значениям t_2 , заданным в расчетах, оказывается возможным определить необходимые H_0 и W . Если окажется, что температура воды на выходе не соответствует заданию, то необходимо изменить высоту оросителя $h_{\text{ор}}$.

Пример. Определить скорость движения воздуха в пленочном оросителе высотой $h_{\text{ор}} = 2,5$ м при начальной температуре воздуха $\theta_0 = 26,5$ °С и относительной влажности $\varphi = 72$ %. Плотность орошения $q = 7,18$ м³/м² · ч. Температура горячей воды $t_1 = 41,6$ °С.

Рассматриваем одноярусное оросительное устройство из плоских абсорбентных щитов с расстоянием в сечу $b = 25$ мм. По данным ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева в рассматриваемом случае применимы уравнения тепло- и массообмена (9.23) и (9.24). Так как скорость воздуха в оросителе неизвестна, то расчеты выполняются для трех значений скорости произвольно заданных и трех значений температуры на выходе из оросителя, чтобы иметь возможность построить график зависимости температуры воды от скорости воздуха в оросителе.

Математическая модель переноса тепла и массы в пленочном оросителе аппроксимируется системой уравнений (9.26) — (9.28) для сеточных функций t_i , θ_i , P_i . Прием шаг разбивки области сеткой по координате z равным $\Delta z = 0,25$ м.

Расчеты выполняем для следующих исходных данных:

Режим 1 — $q = 7,18$ м³/м² · ч, $\theta_0 = 26,5$ °С, $\varphi = 72$ %, $W_1 = 0,8$ м/с, $t_2 = 35,5$ °С;
 Режим 2 — $q = 7,18$ м³/м² · ч, $\theta_0 = 26,5$ °С, $\varphi = 72$ %, $W_1 = 1$ м/с, $t_2 = 33,4$ °С;
 Режим 3 — $q = 7,18$ м³/м² · ч, $\theta_0 = 26,5$ °С, $\varphi = 72$ %, $W_1 = 1,2$ м/с, $t_2 = 32$ °С.

Результаты предварительных расчетов коэффициентов теплоотдачи, массоотдачи и коэффициентов уравнений (9.26) — (9.28) представлены в табл. 9.3. Расчеты изменения температуры воды и параметров влажного воздуха для трех рассматриваемых режимов приведены в табл. 9.4. Для расчета параметров P_i^* и P_0^* используем табл. 9.1.

9.5. МЕТОДИКА РАСЧЕТА БАШЕННОЙ ГРАДИРНИ

При проектировании предполагается: определение метеорологических условий в месте строительства тепловой или атомной электростанции; определение расхода воды на конденсацию пара в конденсаторе турбоустановки или группы турбин; выбор схемы водоснабжения станции; тепловой расчет оросителя; определение необходимой высоты вытяжной башни градирни; расчет системы водораспределения; расчет потери воды в охладителе и организация подпитки; разработка системы обработки воды в системе оборотного водоснабжения.

Таблица 9.4. Расчетное распределение параметров поды и воздуха по высоте оросителя (режим 1)

z	$z, \text{ м}$	$\theta, ^\circ$	$(t - \theta), ^\circ$	$A(t - \theta), ^\circ$	$\theta_{\text{в}}, ^\circ$	$P_{\text{в}}, \text{ кПа}$	$P_{\text{п}}, \text{ кПа}$	$P_{\text{п}}, \text{ кПа}$	$B(P_{\text{п}} - P_{\text{в}}), \text{ кПа}$	$P_{\text{п}}, \text{ кПа}$	$D(\theta_{\text{в}} - \theta), ^\circ$	$B(P_{\text{п}} - P_{\text{в}}), \text{ кПа}$	$z, \text{ м}$
0	0,00	35,5	26,5	1,46	27,96	3,453	2,473	0,493	2,967	0,16	0,86	36,52	
1	0,25	36,52	27,96	1,39	29,35	6,098	3,761	2,967	0,469	3,437	0,15	0,82	37,49
2	0,50	37,49	27,35	1,33	30,68	6,428	4,076	3,437	0,463	3,900	0,15	0,78	38,42
3	0,75	38,42	30,68	1,26	31,94	6,760	4,385	3,900	0,428	4,328	0,14	0,75	39,41
4	1,00	39,31	31,94	1,20	33,14	7,092	4,719	4,328	0,415	4,743	0,13	0,72	40,16
5	1,25	40,16	33,14	1,14	34,28	7,420	5,063	4,743	0,402	5,144	0,12	0,70	40,98
6	1,50	40,98	34,20	1,09	35,37	7,751	5,380	5,144	0,391	5,535	0,12	0,68	41,78
7	1,75	41,78	35,37	1,04	36,41	8,086	5,726	5,535	0,383	5,920	0,11	0,66	42,55
8	2,00	42,65	36,41	1,00	37,41	8,418	6,086	5,920	0,375	6,295	0,11	0,65	43,31
9	2,25	43,31	37,41	0,96	38,37	8,758	6,401	6,295	0,369	6,634	0,10	0,64	44,05
10	2,50	44,05	38,37	—	—	9,101	6,742	6,634	—	—	—	—	—
(режим 2)													
0	0,00	33,36	26,5	1,03	27,53	5,121	3,453	2,474	0,364	2,838	0,14	0,80	34,30
1	0,25	34,30	27,53	1,02	28,55	5,396	3,669	2,838	0,350	3,195	0,14	0,77	35,21
2	0,50	35,21	28,55	1,00	29,55	5,674	3,891	3,195	0,350	3,538	0,14	0,75	36,10
3	0,75	36,10	29,55	0,98	30,53	5,960	4,124	3,538	0,334	3,872	0,13	0,73	36,98

4	1,00	36,96	30,53	6,43	0,96	31,49	6,247	4,364	3,872	0,327	4,199	0,13	0,72	37,81
5	1,25	37,81	31,49	6,32	0,95	32,44	6,541	4,587	4,199	0,324	4,523	0,13	0,72	38,62
6	1,50	38,61	32,64	6,21	0,93	33,26	6,844	4,862	4,523	0,322	—	0,13	0,71	39,46
7	1,75	39,46	33,36	6,10	0,92	34,28	—	—	—	—	5,163	0,13	0,70	40,29
8	2,00	40,30	34,28	6,02	0,90	35,18	7,476	5,369	5,163	0,320	5,482	0,12	0,69	41,11
9	2,25	41,11	35,18	5,93	0,89	36,07	7,804	5,666	5,482	0,320	5,803	0,12	0,69	41,92
10	2,50	41,92	36,07	—	—	—	8,145	5,933	5,803	—	—	—	—	—

(решим 3)

0	0,00	31,96	26,5	5,64	0,75	27,25	4,732	3,453	2,474	0,269	2,762	0,12	0,75	32,83
1	0,25	32,83	27,25	5,58	0,77	28,02	4,970	3,608	2,762	0,262	3,038	0,13	0,74	33,70
2	0,50	33,70	28,02	5,68	0,78	28,80	5,220	3,774	3,038	0,278	3,310	0,13	0,73	34,56
3	0,75	34,56	28,80	5,76	0,79	29,59	5,474	3,950	3,310	0,275	3,598	0,13	0,72	35,41
4	1,00	35,41	29,59	5,82	0,80	30,39	5,738	4,137	3,598	0,277	3,874	0,13	0,72	36,26
5	1,25	36,26	30,39	5,87	0,81	31,20	6,011	4,328	3,874	0,274	4,148	0,13	0,72	37,10
6	1,50	37,10	31,20	5,90	0,81	32,01	6,294	4,533	4,148	0,274	4,422	0,13	0,72	37,95
7	1,75	37,95	32,01	5,84	0,82	32,83	6,590	4,756	4,422	0,277	4,700	0,13	0,72	38,80
8	2,00	38,80	32,83	5,97	0,82	33,65	6,900	4,970	4,700	0,282	4,991	0,13	0,72	39,66
9	2,25	39,65	33,65	6,00	0,83	34,48	7,219	5,210	4,991	0,285	5,268	0,13	0,72	40,50
10	2,50	40,50	34,48	—	—	—	7,573	5,450	5,268	—	—	—	—	—

Таблица 9.5. Среднемесячные метеорологические условия и естественные температуры воды в прудах для некоторых пунктов СССР

Пункт за- блюдения	Наименование метеорологиче- ских факторов	Месяц											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Астрахань	Температура воздуха, °С	-6,9	-5,8	0,2	9,3	17,7	22,5	25,1	23,3	17,1	9,9	2,3	-3,5
	Относительная влажность, %	100,0	95,0	83,0	68,0	62,0	62,0	62,0	63,0	69,0	79,0	94,0	100,0
	Скорость ветра, м/с	4,8	4,8	5,3	4,9	4,8	4,7	4,2	4,1	4,1	4,4	4,6	4,8
	Облачность (общая), %	6,9	6,3	5,2	4,2	3,6	3,2	2,8	2,4	2,8	3,9	6,6	7,6
	Радиационный баланс	-0,15	0,41	1,64	2,98	4,09	4,69	4,73	3,98	2,46	0,99	0,0	-0,27
Нижний Новгород	Естественная температура воды, °С	-7,5	-4,3	4,5	13,2	21,1	24,6	25,4	26,9	19,8	11,5	2,0	-4,5
	Температура воздуха, °С	-12,0	-11,4	-6,0	3,0	11,6	15,8	18,1	16,2	10,4	3,2	-3,8	-9,9
	Относительная влажность, %	100,0	92,0	89,0	77,0	62,0	67,0	69,0	71,0	78,0	84,0	97,0	100,0
	Скорость ветра, м/с	4,5	5,2	5,0	4,5	4,6	4,2	3,6	3,8	4,0	4,7	4,8	4,8
	Облачность (общая), %	8,0	7,4	6,5	6,0	5,7	5,4	5,4	5,8	6,7	7,3	8,7	8,3
Санкт- Петербург	Радиационный баланс	-0,56	-0,32	0,78	1,88	3,0	3,49	3,29	2,21	0,98	0,04	-0,4	-0,57
	Естественная температура во- ды, °С	-14,4	-5,6	-3,4	6,0	14,8	19,2	21,6	18,8	11,8	3,3	-5,3	-12,3
	Температура воздуха, °С	-7,5	-7,9	-4,1	2,9	9,6	14,5	17,7	15,7	10,7	4,7	-0,6	-5,3
	Относительная влажность, %	72,0	72,0	65,0	57,0	51,0	50,0	51,0	56,0	60,0	65,0	69,0	71,0
	Скорость ветра, м/с	5,7	5,5	5,6	4,5	4,7	5,1	4,5	4,5	5,4	5,9	5,5	5,4
Луганск	Облачность (общая), %	8,2	8,1	6,9	6,3	6,0	5,8	5,9	6,5	6,8	7,7	8,5	8,7
	Радиационный баланс	-0,54	-0,39	0,53	1,77	2,67	3,22	3,14	1,83	0,76	-0,12	-0,56	-0,60
	Естественная температура во- ды, °С	-10,7	-9,9	-3,7	4,8	11,5	16,0	19,0	15,9	9,6	2,7	-4,3	-8,9
	Температура воздуха, °С	-6,8	-6,3	-0,3	8,4	15,9	19,3	22,0	20,7	14,7	8,3	1,3	-4,0
	Относительная влажность, %	98,0	93,0	88,0	66,0	60,0	64,0	59,0	57,0	63,0	74,0	90,0	98,0
Луганск	Скорость ветра, м/с	4,5	6,4	5,4	4,7	4,3	3,5	3,5	3,4	2,8	3,6	4,6	5,5
	Облачность (общая), %	7,7	7,2	7,0	5,9	4,7	4,7	4,2	3,2	4,0	5,3	7,7	8,3
	Радиационный баланс	-0,26	0,14	1,09	2,50	3,46	3,59	3,88	3,41	1,97	0,72	-0,15	-1,0
	Естественная температура во- ды, °С	-7,9	-5,9	2,6	11,5	18,8	22,4	24,6	23,1	16,9	9,1	1,3	-8,0
	Температура воздуха, °С	-10,3	-9,7	-5,0	3,7	11,7	15,4	17,8	15,8	10,4	4,1	-2,3	-8,0
	Относительная влажность, %	100,0	96,0	89,0	78,0	65,0	72,0	74,0	76,0	82,0	87,0	96,0	100

Москва	Скорость ветра, м/с	2,8	3,0	2,8	2,4	2,4	2,2	2,1	2,1	2,5	2,5	3,1	3,0
	Облачность (общая), %	8,2	7,8	7,0	6,2	5,7	5,8	5,6	6,0	6,5	7,4	8,6	8,6
	Радиационный баланс	-0,49	-0,22	0,67	1,88	3,07	3,49	3,21	2,18	1,03	0,11	-0,38	-0,54
	Естественная температура воздуха, °С	-12,7	-10,9	-2,5	8,1	16,6	20,9	22,8	19,7	12,6	9,9	-3,5	-10,6
Волгоград	Температура воздуха, °С	-9,6	-8,9	-2,6	8,2	17,0	21,4	24,2	22,7	15,9	8,2	0,2	-6,3
	Относительная влажность, %	95,0	90,0	88,0	64,0	53,0	54,0	51,0	49,0	59,0	72,0	92,0	97,0
	Скорость ветра, м/с	3,9	3,8	4,3	3,8	3,5	3,3	3,5	3,1	3,2	3,7	3,4	4,4
	Облачность (общая), %	7,0	6,5	6,1	5,7	4,9	4,9	4,4	4,0	4,2	5,2	6,8	7,4
	Радиационный баланс	-0,28	-0,18	1,26	2,52	3,51	4,17	3,77	2,95	1,84	0,72	-0,19	-0,37
	Естественная температура воздуха, °С	-11,1	-8,4	1,4	11,6	19,4	23,8	24,7	22,7	16,8	9,0	0,0	-7,9
Тула	Температура воздуха, °С	-9,8	-9,8	-4,6	4,3	13,0	16,6	18,7	16,8	11,3	4,8	-1,6	-7,4
	Относительная влажность, %	100,0	100,0	95,5	84,0	67,0	72,0	72,0	74,0	78,0	87,0	98,0	100,0
	Скорость ветра, м/с	3,8	4,7	4,4	3,5	3,3	3,2	3,0	2,9	2,8	3,2	4,2	4,6
	Облачность (общая), %	7,5	7,2	6,7	5,5	5,6	5,6	5,7	5,7	5,8	6,8	7,8	7,8
	Радиационный баланс	-0,61	-0,15	0,86	3,09	2,96	3,42	3,15	2,33	1,27	0,15	-0,37	-0,57
	Естественная температура воздуха, °С	-12,0	-10,3	-1,4	11,6	16,7	20,8	22,8	20,2	13,5	5,3	-3,1	-9,9
Харьков	Температура воздуха, °С	-7,9	-7,7	-2,3	6,6	14,7	17,9	20,4	19,0	13,5	6,9	0,0	-5,7
	Относительная влажность, %	100,0	100,0	93,0	73,0	61,0	68,0	65,0	61,0	68,0	81,0	94,0	97,0
	Скорость ветра, м/с	4,3	4,8	4,3	4,0	3,9	3,3	3,0	2,8	2,8	3,5	5,0	4,3
	Облачность (общая), %	7,7	7,3	6,9	6,4	5,6	5,8	5,3	4,8	5,2	6,2	7,6	7,8
	Радиационный баланс	-0,35	0,04	1,05	2,06	3,07	3,59	3,46	2,76	1,56	0,5	-0,34	-0,42
	Естественная температура воздуха, °С	-9,3	-7,4	1,3	9,6	17,3	21,1	23,5	21,3	15,3	7,7	-0,2	-7,5
Казань	Температура воздуха, °С	-13,0	-12,1	-6,2	3,9	13,0	17,6	20,0	17,6	11,3	3,9	-3,9	-10,5
	Относительная влажность, %	100,0	92,0	86,0	72,0	58,0	62,0	62,0	66,0	73,0	82,0	92,0	96,0
	Скорость ветра, м/с	4,1	4,4	4,6	4,3	4,0	3,6	3,4	3,2	3,5	4,2	4,4	4,2
	Облачность (общая), %	7,9	7,1	6,4	6,2	5,8	5,6	5,6	5,6	6,6	7,4	8,6	8,1
	Радиационный баланс	-0,54	-0,28	0,82	1,86	2,83	3,39	3,14	2,29	0,99	0,09	-0,39	-0,59
	Естественная температура воздуха, °С	-15,7	-13,5	-3,3	6,3	15,4	20,2	22,1	19,8	12,3	3,8	-5,8	-13,3
Краснодар	Температура воздуха, °С	-2,3	-1,0	4,7	10,6	16,7	20,4	23,4	22,8	17,5	12,3	5,1	0,5
	Относительная влажность, %	98,0	78,0	71,0	70,0	72,0	66,0	64,0	71,0	76,0	87,0	94,0	94,0
	Скорость ветра, м/с	3,4	4,4	5,6	4,7	4,4	3,8	3,0	3,1	3,4	3,7	3,7	4,2
	Облачность (общая), %	7,4	7,2	6,5	5,9	5,0	4,7	3,6	3,1	3,6	4,9	6,4	7,4
	Радиационный баланс	-0,01	0,43	1,38	2,43	3,66	4,12	4,46	3,77	2,47	1,10	0,10	-0,19
	Естественная температура воздуха, °С	-2,3	0,2	7,2	13,2	20,4	24,4	27,2	25,7	20,4	16,6	5,5	-0,5

9.5.1. Метеорологические условия для теплового расчета охладителя

Тепловой расчет охладителя выполняется для: среднемесячных условий, характеризующих средние условия эксплуатации и жаркого периода, в соответствии с которым определяется размер охладителя.

Для теплового расчета градирен и брызгальных бассейнов необходимо знать температуру и влажность воздуха, для расчета прудов-охладителей дополнительно скорость ветра и общую облачность.

В случае для градирен и брызгальных бассейнов, объем воды в которых сравнительно мал, в качестве расчетных условий жаркого периода принимаются среднесуточные условия в летние месяцы.

Метеорологические условия в любой географической точке, для которой проектируется станция, определяются на основе интерполяции табличных значений параметров между пунктами, для которых такие данные имеются.

Например, в табл. 9.5 приведены среднемесячные значения параметров для Европейской части СССР, позволяющие определить необходимые параметры любого пункта этого региона.

9.5.2. Определение расхода воды на охлаждение пара в конденсационной установке турбины

Установив число и тип турбин на проектируемой станции, по табл. 9.6 найдем технологические характеристики конденсаторов всех турбин.

Таблица 9.6. Характеристики конденсаторов

Тип	Тип турбины	Количество мор- тующих, шт.	Диаметр х тол- щину стенки труб, мм х мм	Число ходов по воде	Давление в кон- денсаторе, кПа	Удельная паро- вая нагрузка, кг(м ² · ч)	Кратность охлад- дения	Температура во- ды на входе, °С	Гидравлическое сопротивление по воде, кПа
ЛМЗ Материал трубок: латунь Л-68; медно-никелевый сплав МНЖ-5-1									
100-КПС-2	К-100-90-2	2	25×1	2	4,65	46,5	57	15	35,1
100-КПС-4	К-100-90-6	2	25×1	2	4,50	46,5	57	15	39,2
200-КПС-2(3)	К-200-130	2	30×1	2	5,0	44,6	62,5	15	37
300-КПС-1	К-300-240	1	28×1	2	4,4	37,2	62,7	15	42
800-КПС-3	К-800-240	2	28×1	2	3,65	37,0	—	12	53,8
ХТГЗ Материал трубок: латунь Л-68; медно-никелевый сплав МНЖ-5-1									
К-100-3685	К-100-90	2	25×1	2	4	36,1	61,5	15	27,5
К-150-9115	К-160-130	1	28×1	2	4,8	36,3	63,5	15	43
К-15240	К-300-240	1	28×1	2	4,1	37,0	61,7	15	42
К-12150	К-220-44	2	28×1	2	5,1	31,4	72,6	22	39,2
К-10120	К-500-65/3000	4	28×1	2	3,90	40,5	53,5	22	39,2
	(К-220-445)	2	(28×1,5)	2	(3,92)	(42,0)	—	—	—
К-16100	К-750-65/300	4	28×1	2	4,5	37,3	—	15	—
К-22550	К-500-60/1500	2	28×1	2	5,88	42,2	50	22	42,2

По удельной паровой нагрузке конденсатора d_n и площади поверхности трубного пучка F определим расход пара на корпус конденсатора:

$$D_n = d_n F.$$

Зная кратность циркуляции воды в конденсаторе m , рассчитаем расход воды на один корпус конденсатора:

$$G_{\text{вод}} = m D_n.$$

Определив по давлению в конденсаторе P_k энтальпии воды i_k и пара i_2 , вычислим температуру циркуляционной воды на выходе из конденсатора:

$$t_2 = \frac{i_2 - i_k}{mc_{p_{\text{ж}}}} + t_1.$$

Пример. Определить расход воды для охлаждения пара в конденсаторах ГРЭС с блоками К-300-240, строящейся в районе г. Луганска.

По табл. 9.5 определим, что естественная температура воды в летние месяцы составляет 23°C , а воздуха — 21°C . Следовательно, можно допустить, что температура воды на входе в конденсатор может быть принята 22°C .

По характеристике конденсатора турбины К-300-240 ХТГЗ определим расход пара

$$D_n = 37,0 \cdot 15\,240 = 563,4 \text{ т/ч.}$$

При кратности циркуляции $m = 61,7$

$$G_{\text{вод}} = 61,7 \cdot 563,4 = 34792,6 \text{ т/ч.}$$

По таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара при давлении в конденсаторе $P_k = 4,1$ кПа энтальпии воды и пара будут соответственно 121,4 и 2554 кДж/кг.

Тогда температура циркуляционной воды на выходе из конденсатора, $^\circ\text{C}$:

$$t_2 = \frac{2554 - 121,4}{61,7 \cdot 4,19} + 22 = 31,4.$$

Таким образом, на охладительном устройстве при кратности циркуляции воды в конденсаторе $m = 61,7$ для поддержания постоянной температуры на входе в конденсатор $t_1 = 22^\circ\text{C}$ необходимо обеспечить перепад температур $\Delta t = 9,4^\circ\text{C}$.

Определив расход охлаждающей воды на конденсатор $G_{\text{вод}}$ и подогрев ее в конденсаторах до температуры t_2 , вычислим температуру воды в реке после смешения ее с основным потоком.

Если температура реки t_2 после водосброса электростанции превышает санитарно допустимые нормы, прямоточную систему водоснабжения нельзя применять без дополнительных технико-экономических расчетов либо на водосбросном канале устанавливаются устройства дополнительного охлаждения, затраты на сооружение которых должны быть учтены.

Так, если расход охлаждающей воды составляет 10 % дебита реки, при нагреве воды в конденсаторах турбин на 10°C после водосброса температура воды в реке повысится примерно на 1°C .

Когда источник прямоточного водоснабжения имеет ограниченный дебит, следует рассмотреть вопрос об использовании оборотной системы водоснабжения.

Таблица 9.7. Затраты систем водоснабжения

Наименование работ	Материал	Единица	Количество	Стоимость строительства		Эксплуатационные затраты	
				единицы, руб.	всего, тыс. руб.	в отчетном году, %	Всего, тыс. руб.
Водоводы подпиточные, диаметр, мм	Чугун	м					
Коллектор заборный до циркуляционных насосов, диаметр, мм	Железобетон	м					
Канализационный коллектор, диаметр 600 мм	То же	м					
Насосное оборудование I подъема (подпитка)		шт.					
Насосное оборудование II объема		шт.					
Напорные водоводы, диаметр, мм	Сталь	м					
Оплата установленной мощности		кВт					
Оплата электроэнергии		кВт					
Итого							

Пруд-охладитель целесообразно применять тогда, когда станция строится вблизи естественного водоема и имеются благоприятные условия для сооружения водохранилища. Пруды-охладители могут в течение значительной части года обеспечить более низкие температуры охлаждающей воды, чем градирни.

Для ориентировочных расчетов можно принимать, что для охлаждения площадь активной зоны пруда должна составлять в среднем 30—740 м² на 1 м³ охлаждаемой воды в час.

Определив площадь активной зоны пруда-охладителя, можно рассчитать затраты на отчуждение земли для строительства пруда-охладителя. Необходимо также учитывать затраты на строительство гидротехнических сооружений.

Если оборотная система водоснабжения выполнена с башенными градирнями, необходимо в технико-экономическом расчете учесть затраты на строительство и эксплуатацию ее элементов (табл. 9.7).

Аналогично составляется свободная таблица затрат и по другим системам водоснабжения.

9.5.3. Тепловой расчет оросителя

Используя разностную аппроксимацию уравнений (9.20) — (9.22) в форме (9.26) — (9.28), последовательным решением уравнений системы на каждом пространственном шаге для ряда значений скорости воздушного потока построим графики изменения температуры воды на входе в ороситель (горячей) и на выходе из оросителя (рис. 9.13).

По пересечению линии постоянной температуры $t_1 = 41,6^\circ\text{C}$ с кривой 1 определим скорость воздушного потока, необходимую для охлаждения воды в оросителе от заданного уровня.

Если срабатываемый на оросителе перепад температур и температуры воды на выходе приемлем, принятая высота оросителя может быть сохранена.

В противном случае необходимо изменить $h_{\text{ор}}$.

Однако при этом не следует забывать, что увеличение высоты оросителя — это также дополнительное гидравлическое сопротивление, а следовательно, дополнительная высота башни для обеспечения необходимого тягового усилия.

Поскольку эффективность охлаждения достигается варьированием высоты оросителя, высоты башни и плотности орошения, это всегда многовариантная задача, оправдывающая применение ЭВМ.

Сложность конструкции башни объясняет необходимость разработки номенклатурного ряда башенных градирен (табл. 9.10). Поэтому всякая проектная проработка градирни — это прежде всего привязка градирни номенклатурного ряда к соответствующим условиям эксплуатации.

Таким образом, тепловой расчет оросительного устройства должен выполняться как поверочный расчет при заданном $h_{\text{ор}}$ и плотности орошения q , определяемой по расходу воды на конденсационную установку турбины $G_{\text{вод}}$ и площади оросителя градирни выбранного типа $F_{\text{ор}}$.

При этом необходимо иметь в виду, что средняя гидравлическая нагрузка на 1 м^2 площади пленочного оросителя составляет $\sim 6 \text{ м}^3/\text{ч}$. Вместе с тем с учетом условий работы зимой не допускаются малые гидравлические нагрузки, поэтому плотность орошения не должна быть менее $4 \dots 5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ или площадь орошения, приходящаяся на $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ расхода охлаждающей воды, для градирни с пленочным оросителем должна составлять не менее $0,16 \dots 0,12 \text{ м}^2$.

Поэтому, вычислив расход воды на конденсатор, выбираем из номенклатурного ряда наиболее близкую по производительности градирню. Определяем плотность орошения, соответствующую конкретным условиям эксплуатации: $q = \frac{G_{\text{вод}}}{F_{\text{ор}}}$. После этого выполняем поверочный тепловой расчет оросителя.

9.5.4. Определение высоты вытяжной башни

Подогрев воздуха в пленочном оросителе обуславливает разность плотностей воздуха внутри градирни и вне ее. Разность статических напоров внутри башни и вне ее создает тягу

$$Z = (H_0 + 0,5h_{\text{ор}})(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{а}})g, \quad (9.29)$$

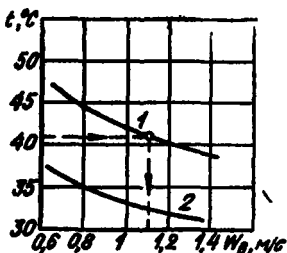


Рис. 9.13. Зависимость $t_{\text{вх}}$ (1) и $t_{\text{вых}}$ (2) от скорости воздуха W_a

где H_0 , h_{op} — высота соответственно башни и оросителя, м; $\rho_{в1}$, $\rho_{в2}$ — плотность влажного воздуха соответственно на входе в ороситель и на выходе из него, кг/м³.

Выполнив тепловой расчет оросителя для ряда значений скорости воздуха в оросителе W и определив плотность влажного воздуха на выходе из оросителя, для заданной высоты башни H_0 можем построить тяговую характеристику $Z = f(W)$ (рис. 9.14).

Создаваемое тяговое усилие в башне расходуется на преодоление аэродинамического сопротивления градири, которое определяется как сумма местных сопротивлений по пути движения воздуха в градире.

Однако в связи с отсутствием достаточных данных о местных сопротивлениях при тепловых расчетах градирен пользуются общим коэффициентом сопротивления $\xi_{общ}$, который зависит от размеров градири, ее конструктивных особенностей и гидравлической нагрузки и определяется для каждой конструкции экспериментально. Для приближенной оценки на рис. 9.15 показан график зависимости $\xi_{общ}$ от площади орошения пленочных градирен.

Рассчитаем потерю напора на преодоление гидравлических сопротивлений градири:

$$Z' = \xi_{общ} \frac{\rho_{вp} W^3}{2}, \quad (9.30)$$

где $\rho_{вp} = 0,5 (\rho_{в1} + \rho_{в2})$.

Решив совместно уравнения (9.29) и (9.30), определим скорость воздушного потока в оросителе при выбранных конструктивных параметрах h_{op} , H_0 , $\xi_{общ}$.

При ручном способе расчета оросителя целесообразно использовать графоаналитический метод. Для этого на рис. 9.14 вместе с характеристикой тягового усилия $Z = f(W)$ необходимо построить характеристику $Z' = f(W)$. Точка пересечения функций Z и Z'

определяет расчетную скорость воздуха в оросителе. Если расчетная скорость отлична от скорости, обеспечивающей охлаждение в оросителе, необходимо изменить либо высоту башни, либо входное сопротивление, а следовательно, $\xi_{общ}$.

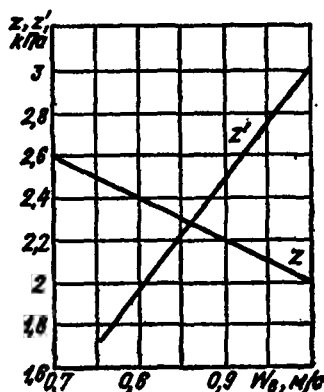


Рис. 9.14. Зависимость $Z = f_1(W)$ и $Z' = f_2(W)$

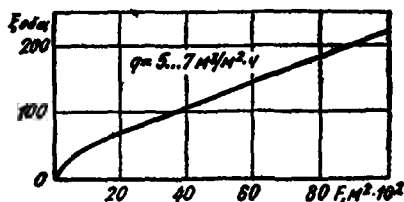


Рис. 9.15. Зависимость коэффициента общего сопротивления от площади орошения градири

9.5.5. Расчет системы водораспределения

Расчету трубопроводной линии предшествуют трассировка и определение линейных размеров отдельных участков. Диаметры трубопроводов на участках определяются из уравнения неразрывности течения с учетом ограничений на скорость.

Для подачи воды от насосных станций к конденсаторам турбин при расположении циркуляционных насосов в машинном зале и от конденсаторов к градирням предназначены напорные водоводы.

При проектировании стальных сварных труб с толщиной стенки 10 мм и менее применяют листовую сталь марки ВСтЗпсб. При толщине стенки более 10 мм следует применять сталь ВСтЗГпс5 и ВСтЗспб. Фасонные части трубопроводов должны изготавливаться из прямошовных сварных труб.

Система водораспределения включает в себя горизонтальные водоводы в градирне, подъемные водоводы, горизонтальные раздающие коллекторы на отметке водораспределения и разбрызгивающие сопла. Определив диаметры трубопроводов и зная длины прямых участков, можем рассчитать потери на трение по всей трассе. Потери давления на конденсаторе находим по данным табл. 9.6.

Вычислив потери давления по всему тракту с учетом подъемных участков и напора на соплах, выбираем циркуляционные насосы.

При проектировании водораспределительной системы целесообразно выполнять раздельные нитки на половину площади орошения градирни для обеспечения симметрической раздачи. Такое решение неизбежно при больших производительностях градирен, поскольку в этом случае существуют ограничения по диаметрам трубопроводов.

9.5.6. Потери воды в охладителях.

Подпиточная система

Расход свежей воды, забираемой из источника водоснабжения, состоит из безвозвратных потерь. Потери воды в охладителях происходят за счет испарения; уноса ветром из градирен и брызгальных бассейнов; расхода на продувку оборотных систем в целях стабилизации солевого состава воды.

Потери воды на испарение в градирнях и брызгальных устройствах в зависимости от сезона и перепада температур приведены в табл. 9.8 и указаны в процентах от циркуляционного расхода воды.

Таблица 9.8. Потери воды на испарение в башенных градирнях

Сезон	Перепад температур, °С				
	5	10	15	20	25
Лето	0,7	1,4	2,2	2,9	3,6
Весна и осень	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
Зима	0,3	0,7	1,0	1,4	1,7

Таблица 9.9. Потери воды на унос в оборотных системах технического водоснабжения

Тип	Потери воды на унос ветром, %
Брызгальные бассейны и устройства производительностью:	
до 500 м³/ч	2—3
более 500 м³/ч	1,5—2
Башенные градирни площадью орошения:	
менее 200 м²	1,0
более 200 м²	0,5

Потери воды на унос ветром из-градирен и брызгальных устройств принимаются по табл. 9.9.

Потери на продувку определяются в зависимости от качества циркуляционной воды и способа ее химической обработки. Подсчитав потери воды и определив необходимый расход подпитки, с учетом допустимых скоростей течения выберем диаметры подпиточных водоводов. Зная скорости течения, диаметры трубопроводов и длины участков, вычислим потери на трение на местных сопротивлениях и перепад высот. Располагая данными по напору и производительности, по прил. 6 выберем циркуляционные насосы подпиточной линии.

9.5.7. Обработка воды оборотных систем водоснабжения

При оборотном водоснабжении циркулирующая вода подвергается многократному нагреву и охлаждению. Часть воды испаряется, что ведет к повышению концентрации растворенных в ней солей.

Соли временной жесткости при нагревании выпадают и образуют слой накипи прежде всего в трубках конденсаторов.

В градирнях при высоких значениях pH оборотной воды нарушается структура древесины. Находящиеся в воде щелочи вымывают из древесины связывающие вещества.

Вода очищается от механической взвеси в фильтрах, отстойниках и т. п. Борьба с выпадением солей жесткости в оборотных системах осуществляется продувкой, т. е. частичной заменой оборотной воды свежей. Однако продувка рациональна тогда, когда карбонатная жесткость воды в источниках значительно ниже допускаемой в оборотной.

Если продувка неэкономична, применяется химическая обработка воды одним из способов: фосфатированием; подкислением; известкованием; рекарбонизацией.

Первые три способа используются для обработки подпиточной воды. Рекарбонизация воды дымовыми газами распространяется на всю оборотную воду. Для борьбы с цветением и гидробиологическим обрастанием применяются хлор и медный купорос.

Таблица 9.10. Технико-экономические показатели башенных градирен

Показатель	Площадь орошения градирни, м²									
	1200	1600	2100	2600	3200	4000	4200	6400	6900	9200
Производительность, тыс. м³/ч	3,5 7—9	2,5 10—12	13—16	16—20	22—26	28—32	34—36	50—54	60—70	10,8—100
Диаметр основания, м	40	48	52	58	71	80	82	97	108	126
Высота башни, м	48	55	65	71	82	90	102	110	130	150
Трудозатраты на строительство градирни, тыс. чел.-дней:										
ж/б гиперболической	—	19,5	—	—	42,8	53,4	—	—	—	91,5
металлической каркасной	10,9	13,8	17,6	20,8	26	33	22,4	18,5	—	73,5
Стоимость градирни, тыс. руб.:										
ж/б гиперболической	—	607	—	—	1376	1722	—	—	3707	5508
металлической каркасной	366	462	612	895	1289	1424	1759	2527	—	5169

Таблица 9.11. Оптимальные характеристики оборотных СТВС для блоков АЭС мощностью 1000 МВт

Характеристика	СТВС с водоохранилищами-охлаждающими (стоимость прироста активной зоны 2 руб./м²)				СТВС с градирнями (стоимость прироста площади орошения 550 руб./м²)			
	Для центра		Для юга		Для центра		Для юга	
	К-500 (2)	К-1000 (3)	К-500 (2)	К-1000 (3)	К-500 (2)	К-1000 (3)	К-500-3	К-1000 (3)
Площадь поверхности конденсаторов $\times 10^{-3}$, м²	100	88	105	94	122	105	124	111
Удельная паровая нагрузка, кг (м³ · ч)	39,2	37,4	31,3	35,0	26,9	31,5	26,5	29,6
Расход охлаждающей воды $\times 10^3$, м³/ч	145	115	116	132	169	137	175	141
Кратность охлаждения, кг/кг	42,5	33,4	48,9	38,6	50	40,1	51,6	41,3
Площадь активной зоны водохранилищ, км²	5,4	4,8	5,2	4,5	—	—	—	—
Площадь орошения градирни, тв/с, м²	—	—	—	—	18	14,4	19,2	15,6
Средняя температура охлаждающей воды, °С	14,2	14,5	15,9	15,5	19,6	20,9	22,4	23,3

Технико-экономические характеристики башенных градирен приведены в табл. 9.10, 9.11.

В табл. 9.11 приведены оптимальные характеристики системы технического водоснабжения АЭС с блоками К-500 и К-1000.

Таблица 9.12. Характеристика испарителей поверхностного типа

Типоразмер	Трубы греющей секции (33×2,5 мм)		Максимальное давление парового и вторичного пара, МПа	Разность температур насыщения парового и вторичного пара, С	Номинальная производительность по вторичному пару, кг/с	Габаритные размеры, мм	
	Количество	Длина, мм				Высота	Внутренний диаметр и толщина стенки корпуса
И-120-1 (2)	902	1590	0,59	13—20	1,7—2,5	9926	2000×16
И-120-1 (2)-О			0,59	13—20	1,7—2,1		
И-120-1 (2)-М			1,57	—	2,8—5		
И-120-1 (2)-ОП			1,57	++ *	2,8—5		
И-120-1 (2)-МП			1,57	++	2,8—5		
И-250-1 (2)	1763	1625	0,59	12	3,1	10645	2804×20
И-250-1 (2)-О			0,59	12	3,3—5		
И-250-1 (2)-М			1,57	++	5—7,5		
И-250-1 (2)-ОП			1,57	++	5—7,5		
И-250-1 (2)-МП			1,57	++	5—7,5		
И-350-2, И-350-2-О, И-350-2-М	1764	2290	0,59	14	5,0	10900	2812×16
И-600-1 (2)	1764	3590	0,59	8—15	5,0	12600	2804×20
И-600-1 (2)-О			0,59	8—15	5,5—8,9		
И-600-1 (2)-М			1,57	++	8,9—13,3		
И-600-1 (2)-ОП			1,57	++	8,9—13,3		
И-600-1 (2)-МП			1,57	++	8,9—13,3		
И-1000-1 (2)	2726	3590	0,59	14	11,9—13,9	12795	3404×22
И-1000-1 (2)-О			0,59	14	9,7—16,4		
И-1000-1 (2)-М			—	++	16,4—23,3		
И-1000-1 (2)-ОП			—	++	16,4—23,3		
И-1000-1 (2)-МП			1,57	++	16,4—23,3		

* ++ — Определяется режимом работы испарителя.

Контрольные вопросы

1. Назначение башенных градирен. Типы градирен. Технические характеристики башенных градирен.
2. Особенности каркасных вытяжных башен градирен с площадью орошения до 1000 м².
3. Конструктивное решение опорной конструкции вытяжной башни и водосборного бассейна.
4. Типы оросителей башенных градирен. Их конструктивное решение.
5. Система водораспределения башенной градирни.
6. Система регулирования гидравлической характеристики сети.
7. Система дифференциальных уравнений переноса тепла и массы на пленочном оросителе.

8. Методика расчета пленочного орошителя, математическая модель которого аппроксимирована системой алгебраических уравнений.

9. Определение начальной температуры охлаждающей воды для обратных систем водоснабжения.

10. Выбор схемы водоснабжения.

11. Определение необходимой скорости воздуха для охлаждения воды на орошителе высотой $h_{ор}$ до заданного уровня.

12. Методика выбора необходимой высоты башни.

13. Методика расчета системы водораспределения.

14. Расчет системы подпитки, выбор напора и производительности циркуляционного насоса подпитки.

1. Бакластов А. М., Горбенко В. А., Удыма П. Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок.— М.: Энергонздат, 1981.— 336 с.
2. Гельфанд Р. Е. Дифференциальные уравнения теплового расчета поперечно-противоточных градиен // Изв. ВНИИГ им. Веденеева.— Л.: Энергия, 1968.— Т. 86.— С. 144—154.
3. Гладков В. А., Арефьев В. С., Пономаренко Ю. И. Вентиляторные градири.— М.: Стройиздат, 1976.— 216 с.
4. Испарители и турбоустановки на одноконтурных АЭС / В. П. Глебов, Е. К. Голубев, Е. Е. Глазов и др. // Теплоэнергетика.— 1988.— № 12.— С. 14—19.
5. Григорьев В. А., Зорин В. М. Тепловые и атомные электрические станции: Справ.— М.: Энергонздат, 1982.— 617 с.
6. Деаэраторы атмосферные и повышенного давления. 18.7.71. Каталог-справ./ (НИИИНФОРТЯЖМАШ.— М., 1972.— 114 с.
7. Деаэраторы вакуумные. 18.7.71. Каталог-справ./ НИИИНФОРМТЯЖМАШ.— М., 1972.— 76 с.
8. Ермолов В. Ф., Пермяков В. А., Ефимочкин Ч. И., Вербицкий В. Л. Смешивающие подогреватели паровых турбин.— М.: Энергонздат, 1982.— 208 с.
9. Ефимочкин Г. И. Бездеаэраторные схемы паротурбинных установок.— М.: Энергоатомиздат, 1989.— 232 с.
10. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.— М.: Энергия, 1975.— 558 с.
11. Ильченко О. Т. Расчеты теплового состояния конструкций.— Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1979.— 168 с.
12. Ильченко О. Т., Левченко Б. А., Павловский Г. И., Фокин В. С. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий.— Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1985.— 384 с.
13. Исоселани А. Н., Михалевич А. А., Нестеренко В. Б., Салухадзе М. Е. Методы оптимизации параметров теплообменных аппаратов АЭС.— Минск: Наука и техника, 1981.— 144 с.
14. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача.— М.: Энергия, 1975.— 488 с.
15. Каневец Г. Е. Обобщенные методы расчета теплообменников.— К.: Наук. думка, 1979.— 352 с.
16. Капелович Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок.— М.: Энергоатомиздат, 1985.— 304 с.
17. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии.— М.: Химия, 1971.— 784 с.
18. Кафаров В. В. Основы массопередачи.— М.: Высш. шк., 1979.— 439 с.
19. Кирсанов И. Н. Конденсационные установки.— М.; Л.: Энергия, 1965.— 376 с.
20. Коляч Г. Д., Радун Д. В. Выпарные станции.— М.: Машгиз, 1963.— 440 с.
21. Кроль А. Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности.— М.: Энергия, 1965.— 190 с.
22. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче.— М.; Л.: Госэнергонздат, 1959.— 414 с.

23. Кучеренко Д. Н., Гладков В. А. Обратное водоснабжение (системы водяного охлаждения).— М. : Стройиздат, 1980.— 169 с.
24. Левин Б. И., Шубин Е. П. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения.— М. : Энергия, 1985.— 266 с.
25. Марушкин В. М., Иващенко С. С., Вакуменко Б. Ф. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС.— М. : Энергониздат, 1985.— 135 с.
26. Мизгай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников.— Л. : Энергия, 1980.— 144 с.
27. Михеев М. А., Михеева Н. М. Основы теплопередачи.— М. : Энергия, 1973.— 320 с.
28. Номенклатурный каталог. Энергетическое оборудование для ТЭС и промышленной энергетики, ч. III.— М. : 1984.— 256 с.
29. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность.— М. : Недра, 1966.— 100 с.
30. Оборудование теплообменное АЭС, расчет тепловой и гидравлический: Руководящие технические материалы, 108.031.05—84.— М. : 1986.— 179 с.
31. Олиker И. И., Пермяков В. А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях.— М. ; Л. : Энергия, 1971.— 185 с.
32. Паротурбинные установки атомных электростанций./ Под ред. Ю. Ф. Косяка.— М. : Энергия, 1978.— 312 с.
33. Расчет и проектирование термических деаэраторов: Руководящие техн. материалы, 108.030.21—78.— М. : 1979.— 129 с.
34. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления: Руководящие техн. материалы, 24.271.23—74.— М. : 1975.— 141 с.
35. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций.— М. : СПО Союзэнерго, 1982.— 106 с.
36. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара.— М. : Энергия, 1975.— 80 с.
37. Тепловой и гидравлический расчет промежуточных сепараторов-пароперегревателей турбин насыщенного пара АЭС: Руководящие техн. материалы. 108.020.107—76.— М., 1978.— 131 с.
38. Теплообменное оборудование. Каталог № 18-2-76 / НИИЭнформэнергомаш.— М., 1977.— 101 с.
39. Теплообменное оборудование. Каталог № 8-78. / НИИЭнформэнергомаш.— М., 1978.— 196 с.
40. Теплообменное оборудование технологических систем АЭС: Отраслевой каталог / НИИЭнформэнергомаш.— М., 1984.— с.
41. Теплотехнический справочник: В 2 т./ Под ред. П. Д. Лебедева, В. Н. Юренина.— М. : Энергия, 1976.— Т. 2.— 896 с.
42. Труб И. А., Литвин О. П. Вакуумные деаэраторы.— М. : Энергия, 1967.— 100 с.
43. Шевяков А. А., Яковлев Р. В. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов.— М. : Машиностроение, 1968.— с.
44. Шкловер Г. Г., Мильман О. О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин.— М. : Энергоатомиздат, 1985.— 240 с.